



**PROJETO DE GRADUAÇÃO**

**DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DOS  
COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE  
CALOR E MASSA PARA PAINÉIS  
EVAPORATIVOS**

**Bruno Bezerra Winge**

Brasília, junho de 2012

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
Faculdade de Tecnologia  
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DOS  
COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE  
CALOR E MASSA PARA PAINÉIS  
EVAPORATIVOS**

**Bruno Bezerra Winge**

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção  
do grau de Engenheiro Mecânico.

**Banca Examinadora**

Prof. João M. D. Pimenta, UnB/ ENM (Orientador)

Prof. , Armando Caldeira Pires, UnB/ ENM

Prof. , Mario Siqueira, UnB/ ENM

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

**Brasília, junho de 2012**



*Dedicatória*

*Dedico esse Trabalho aos meus amados Pais,  
Manfredo e Stella,  
minha querida e genial Irmã Erika e  
minha amada Noiva, Tatianna.  
Sempre me incentivaram, compreenderam e apoiaram.*

*Bruno Bezerra Winge*

## Agradecimentos

*Agradeço os Professores e Técnicos que contribuíram para minha formação profissional. Em especial ao Professor e Orientador João Pimenta, pelas oportunidades e credibilidade. Ao Engenheiro Araújo, sempre com boas ideias e conversa produtiva. Ao Técnico Felipe, pelo incentivo e prontidão em ajudar no desembaraço eletrônico.*

*Sou grato aos amigos, colegas e a Deus.*

*Bruno Bezerra Winge*

---

## RESUMO

Esse trabalho de graduação teve como objetivo analisar e ajustar a bancada disponível para testes com painéis evaporativos a fim de obter dados que possibilitem determinar os coeficientes de transferência de calor e massa para resfriamento adiabático direto.

Através de dados experimentais e uma rotina computacional de ajuste de curvas calcular os números adimensionais necessários à determinação das constantes características para cada material e geometria de painel evaporativo.

A importância na determinação dessas constantes está em proporcionar um dimensionamento mais preciso e menos oneroso para esse tipo de resfriamento. E comparar diferentes materiais e geometrias. Os ensaios são feitos sob condições psicrométricas controladas variando-se os valores de temperatura e vazão de ar para diferentes configurações de mídias evaporativas.

*Palavras chave: Resfriamento adiabático direto, Coeficientes de Transferência de calor e massa, painel de resfriamento evaporativo, condições psicrométricas.*

---

## ABSTRACT

This under graduate final project aimed to analyze and adjust the bench available for testing evaporative panels in order to obtain accurate data enabling to determine the coefficients of heat and mass transfer in direct evaporative cooling.

By experimental data and a computational routine of fitting curves calculate the dimensionless numbers necessary to determine the characteristics listed for each material and geometry of the panel.

The importance of determining these coefficients is to provide a more accurate dimensioning and less costly for this type of cooling. And being able to compare different materials and geometries. The tests are done under controlled psychrometric conditions varying the temperature and air flow settings for different evaporative media.

*Keywords: direct adiabatic cooling, heat and mass transfer coefficients, evaporative cooling panel, psychrometric conditions.*

# SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>12</b>
1.1. O PROCESSO DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO.....	12
1.2. RELEVÂNCIA DO ESTUDO .....	13
1.3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	15
1.4. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO .....	18
1.5. OBJETIVOS .....	19
1.6. METODOLOGIA .....	19
<b>2. REVISÕES DE CONCEITOS TEÓRICOS</b> .....	<b>21</b>
2.1. PRINCÍPIO BÁSICO DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO .....	21
2.2. MISTURA AR-VAPOR D'ÁGUA.....	21
2.3. PSICROMETRIA.....	21
2.3.1. <i>Temperatura de Bulbo Seco</i> .....	22
2.3.2. <i>Temperatura de Bulbo Úmido</i> .....	22
2.3.3. <i>Temperatura de Orvalho</i> .....	22
2.3.4. <i>Umidade Relativa</i> .....	23
2.3.5. <i>Umidade Absoluta</i> .....	23
2.3.6. <i>Entalpia</i> .....	24
2.4. BALANÇO DE MASSA E ENERGIA.....	24
2.5. NÚMEROS ADIMENSIONAIS.....	27
2.6. ANALOGIA COM TROCADOR DE CALOR .....	28
2.7. TEMPERATURA DE AR DE INSUFLAMENTO .....	29
2.8. QUEDA DE PRESSÃO .....	30
<b>3. PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL</b> .....	<b>31</b>
3.1. BANCADA CONDICIONADORA.....	31
3.1.1. <i>Bancada Antes</i> .....	32
3.1.2. <i>Descrição Geral</i> .....	34
3.1.3. <i>Instrumentação</i> .....	34
3.2. TESTES .....	37
3.3. PROCEDIMENTO.....	37
<b>4. RESULTADOS</b> .....	<b>39</b>
4.1. VISÃO GERAL.....	39
4.1.1. <i>Aquisição de Dados</i> .....	39
4.1.2. <i>Queda de Pressão versus Velocidade</i> .....	40
4.1.3. <i>Eficiência versus Velocidade</i> .....	40
4.1.4. <i>Simulação com programa EES</i> .....	41
4.2. DADOS.....	43
4.3. GRÁFICOS E CONSTANTES OBTIDAS.....	44
<b>5. CONCLUSÃO</b> .....	<b>47</b>
5.1. SUGESTÕES .....	47
<b>6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>48</b>
<b>7. ANEXOS</b> .....	<b>50</b>

# LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1-DIAGRAMA DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO NA CARTA PSICROMÉTRICA. ....	21
FIGURA 2- PONTO DE ORVALHO. ....	23
FIGURA 3- BALANÇO DE ENERGIA EM UM VOLUME DE CONTROLE.....	24
FIGURA 4. INTERAÇÃO ENTRE O AR E ÁGUA NA TRANSFERÊNCIA DE CALOR (A) E MASSA (B). ....	26
FIGURA 5 DIAGRAMA DA BANCADA DE REFRIGERAÇÃO CUSSENS E DO TUNEL DE TESTE DE MEDIA EVAPORATIVA. ....	31
FIGURA 6 - CONDICIONADORES DE ESCOAMENTO ..... 33	33
FIGURA 7- FOTO MÓDULOS E TRANSDUTORES ..... 35	35
FIGURA 8- GRÁFICO TÍPICO DE TEMPERATURAS. .... 39	39
FIGURA 10- PERDA DE CARGA VS VELOCIDADE. .... 40	40
FIGURA 14- EFICIÊNCIA VS VELOCIDADE. .... 40	40
FIGURA 15- CONTANTES DE TRANSF. DE CALOR TESTE1, EES. .... 41	41
FIGURA 16- CONTANTES DE TRANSF. DE MASSA TESTE1, EES. .... 42	42
FIGURA 17- QUADRO DE SOLUÇÕES, EES..... 42	42
FIGURA 19- CONSTANTES DE TRANSF. CALOR..... 45	45
FIGURA 20- CONSTANTES DE TRANSF. MASSA. .... 45	45
FIGURA 18- GRÁFICO CALIBRAÇÃO TERMOPARES ..... 50	50
FIGURA 21-BANCADA CUSSENS NO INÍCIO ..... 51	51
FIGURA 22-TUNEL DE TESTES NO INÍCIO ..... 51	51
FIGURA 23-FOTO DE CATÁLOGO DE UMA BANCADA P5698 ORIGINAL. .... 52	52
FIGURA 24-AQUISIÇÃO DE DADOS ..... 52	52
FIGURA 25- FOTO PAINEL VERTICAL ..... 53	53
FIGURA 26- CONDICIONADOR DE ESCOAMENTO ..... 53	53
FIGURA 27.-TÚNEL DE TESTES VISTA POSTERIOR APÓS MODIFICAÇÕES. .... 54	54
FIGURA 9- PERDA DE CARGA VS VELOCIDADE DO ESCOAMENTO, PAINES CELDEK. .... 54	54
FIGURA 12- EFICIÊNCIA VS VELOCIDADE DO ESCOAMENTO, PAINES CELDEK..... 55	55
FIGURA 13. ÂNGULOS DOS PAINES CELDEK, 7060-15 E 5090-15, RESPECTIVAMENTE..... 55	55



# LISTA DE TABELAS

TABELA 1- INSTRUMENTOS .....	36
TABELA 2 - DADOS DAS AMOSTRAS DE MANTA DE FIBRA .....	37
TABELA 3 - DADOS DO PAINEL DE FIBRA DE CÔCO.....	38
TABELA 4- TESTE1 PLACAS NA VERTICAL LEITURA DOS TERMOHIGRÔMETROS.....	43
TABELA 5- AQUISIÇÃO TÍPICA DE DADOS.....	43
TABELA 6- VALORES DE ENTRADA TESTE1.....	44
TABELA 7- TESTE 2 PLACAS NA HORIZONTAL LEITURA TERMOHIGRÔMETROS .....	44
TABELA 8- CONSTANTES OBTIDAS.....	46
TABELA 9- CALIBRAÇÃO TERMOPARES TIPO T .....	50

# LISTA DE SÍMBOLOS

## Símbolos Latinos

$A$	Área	[m <sup>2</sup> ]
$V$	Volume	[m <sup>3</sup> ]
$M$	Massa molar	[Mol]
$m$	Massa	[kg]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
$Q$	Vazão volumétrica	[m <sup>3</sup> /s]
$l$	Comprimento	[m]
$U$	Velocidade	[m/s]
$h$	Entalpia	[kJ/kg]
$P$	Pressão	[Pa]
$P_v$	Pressão parcial do vapor d'água na mistura	[Pa]
$P_g$	Pressão de saturação do vapor d'água na mistura	[Pa]
$T$	Temperatura	[K] ou [°C]
$w$	Umidade absoluta	
$C_p$	Calor específico à pressão constante	[J/kg.K]
$h_{iv}$	Calor latente de vaporização da água	[kJ/kg]
$R$	Constante de gás para o vapor d'água	[J/kg.K]
$\dot{q}$	Taxa de transferência de calor	[W]
$D$	Coefficiente de Difusão Binária	[m <sup>2</sup> /s]
$k$	Condutividade térmica	[W/m.K]
$h_H$	Coefficiente de transferência de calor	[W/m <sup>2</sup> .K]
$h_M$	Coefficiente de transferência de massa	[m/s]

## Símbolos Gregos

$\alpha$	Difusividade térmica	[m <sup>2</sup> /s]
$\Delta$	Varição entre duas grandezas similares	
$\rho$	Densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\varepsilon$	Efetividade	
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\Phi$	Umidade relativa	
$\xi$	Parâmetro constante que depende da natureza do painel evaporativo	

## Números Adimensionais

$Pr$	Número de Prandtl
$Nu$	Número de Nusselt
$Sh$	Número de Sherwood
$Sc$	Número de Schmidt
$Re$	Número de Reynolds
$Le$	Número de Lewis

### **Subscritos**

<i>Ar</i>	Ar Seco
<i>amb</i>	Temperatura Ambiente
<i>v</i>	Vapor d'água
<i>g</i>	Vapor d'água saturado
<i>wb</i>	Bulbo úmido
<i>1</i>	Entrada
<i>2</i>	Saída
LM	Média logarítmica

### **Sobrescritos**

- Variação temporal
- Valor Médio

### **Siglas**

LMTD	Média logarítmica das diferenças de temperatura
VAV	Volume de Ar Variável
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
LaAR	Laboratório de Ar Condicionado e Refrigeração

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. O PROCESSO DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

O resfriamento evaporativo, pelo grau de eficiência e consumo de energia no processo de condicionamento do ar, possui aplicações práticas diversas, com a finalidade de: conforto humano e animais em cativeiro, estufas de colônias vegetais, aumento na geração de energia em turbinas, climatização em indústrias de produção alimentícia e outros fins.

O homem já utiliza o resfriamento evaporativo há muito tempo. Gravuras do antigo Egito (2500 aC) mostram escravos abanando jarros (de paredes porosas) com água, para resfriar o conteúdo. Isto é feito ainda hoje em dia nos filtros e bilhas de barro cozido. Uma fração da água armazenada evapora através da parede do vaso, resfriando o líquido remanescente. Na Roma antiga e na Idade Média, reservatórios de água com paredes umedificadas foram utilizados. A genialidade de Leonardo Da Vinci levou-o a idealizar um resfriador evaporativo em forma de roda d'água.

O ar atmosférico é uma mistura de ar seco e vapor d'água. Para uma dada condição de temperatura e pressão, essa mistura tem capacidade de conter uma quantidade de vapor d'água. Normalmente o ar encontra-se não saturado e acima da temperatura de bulbo úmido, portanto, apto a absorver mais vapor d'água. Para que haja esta absorção é necessário que a água passe da fase líquida para vapor. Esta mudança de fase demanda uma quantidade de energia que é retirada do ar, resfriando-o.

A água, portanto, para o nosso sistema será o líquido de funcionamento empregado para o condicionamento do ar em aplicações residenciais e comerciais. Existem dois tipos de resfriamento evaporativo: direto e indireto. No direto, o ar é resfriado e umidificado adiabaticamente ao entrar em contato com uma superfície úmida onde a água está evaporando (painel evaporativo ou meio úmido). A superfície úmida também pode ser substituída por jatos de gotículas de água dentro da corrente de ar. No tipo indireto, o ar se mantém separado do processo de evaporação da água, transferindo apenas calor sensível para uma corrente de ar secundária (Foster, 1998).

O fenômeno consiste em mudanças do ponto psicrométrico de estado do ar, ou seja, na medida em que se aumenta o conteúdo de água no ar, ocorre redução de temperatura. A incorporação de água ao ar pode ocorrer por aspersão, nebulização ou mesmo fazendo o ar atravessar uma parede porosa umedecida - painel evaporativo (Tinôco e Resende, 1997).

O resfriamento adiabático evaporativo pode possibilitar, em alguns casos, a redução da temperatura do ar em até 11°C, dependendo das condições psicrométricas do ar, conforme identificado por Whitaker (1979) em experimentos realizados nos EUA. Para o Brasil, tem-se obtido reduções na ordem de 6°C nas regiões quentes e secas, tais como o Triângulo Mineiro, Goiás e Mato Grosso (Tinôco et al, 2001).

É percebido que o resfriamento evaporativo usado em climas úmidos possui uma baixa eficiência de refrigeração e aumenta a umidade relativa e absoluta do ambiente (Liao e Chiu, 2002).

Este estudo teve ênfase no processo de resfriamento evaporativo direto que consiste na perda de calor sensível do ar que atravessa uma superfície porosa úmida, para a água, reduzindo a temperatura de bulbo

seco do ar. Perceba que esse processo é essencialmente isentálpico para o resfriamento evaporativo. Um painel molhado eficiente pode reduzir a temperatura do ar à cerca de 95% da diferença entre a temperatura de bulbo seco e úmido. Os resfriadores evaporativos diretos jamais devem recircular o ar interno nas aplicações que exigem uma ótima qualidade do ar, pois o aumento de umidade relativa do ar prejudica a eficiência do painel (Foster, 1998).

## 1.2. RELEVÂNCIA DO ESTUDO

Sistemas evaporativos trabalham com renovação total do ar, o que elimina a recirculação e a proliferação de fungos e bactérias, problema comum nos aparelhos de ar condicionado usuais, porém a principal característica do resfriamento evaporativo é que sua eficiência aumenta quanto mais quente e seco for o ar, sendo assim especialmente adequados para regiões de clima quente e seco. Como é o caso de Brasília, que possui essas condições climáticas durante mais da metade do ano.

De acordo com Whitaker (1979), a eficiência de aplicação do sistema de resfriamento adiabático evaporativo depende da diferença entre as temperaturas de bulbo seco e úmido (depressão psicrométrica), que é função do microclima da região.

O resfriador evaporativo direto consome significativamente menos energia que o resfriamento por compressor de vapor. O único consumo de potência para os componentes nesse sistema é do ventilador e de uma pequena bomba de água. Os sistemas diretos em zonas de baixa umidade realizam uma economia de energia elétrica de 60 a 80% em relação a outros sistemas convencionais.

O processo de resfriamento evaporativo aparece como uma das técnicas de menor custo operacional com a finalidade de se obter uma temperatura de bulbo seco mais confortável, e é usado para melhorar as condições de conforto durante um longo período nas aplicações de controle térmico do ambiente (Liao e Chiu, 2002).

As vantagens do princípio de tecnologias evaporativas do condicionamento de ar, segundo um estudo feito por Foster (1998), são as seguintes:

- Simples fabricação e geração de empregos locais;
- Economizam substancialmente energia e custo de manutenção;
- Não utiliza CFC (clorofluorcarbono);
- Reduz a demanda no pico de potência em comparação com os sistemas convencionais;
- Melhoram a qualidade do ar interno por haver uma constante renovação de ar;
- Facilmente integrado em sistemas urbanos;
- Grande variedade de painéis disponíveis;
- Fornece umidificação quando houver possibilidade de aplicação do sistema.

Atualmente, o mercado para os sistemas evaporativos nos EUA corresponde somente a US\$ 180 milhões por ano em vendas, tendo mais de 4 milhões de unidades instaladas.

Dependendo das condições climáticas, muitos edifícios podem usar sistemas de resfriamento evaporativo para fornecer conforto térmico. Os sistemas diretos e indiretos realizam economias de energia de 40 a 50% em zonas de umidade moderada.

O sistema de resfriamento evaporativo é uma tecnologia simples que pode ser produzida por completa ou parcial em países menos desenvolvidos, dependendo da existência de uma indústria de base. Na Índia e Paquistão, por exemplo, grandes volumes de unidades vêm sendo produzidas localmente. As pequenas empresas usam um processo de produção com mão de obra intensiva na Índia (1 milhão de unidades ao ano por 300 a 400 empresas, somente em Nova Déli). Os produtos são fabricados com chapas de metal, painéis de fibras, madeira e uma bomba simples, buscando qualidade e eficiência para competir no mercado interno (Foster, 1998).

Outro tipo de fabricação mais refinada e sofisticada de sistemas de resfriamento evaporativo indireto/direto é encontrado na Austrália e nos EUA e utiliza chapa de metal revestido, plástico ou fibras de vidro, painéis de papel celulose eficientes, termostatos computadorizados e reguladores de pressão (Foster, 1998). Estas unidades são introduzidas no mercado com resultados positivos e exportadas para um número considerável de países.

Determinados componentes são mais facilmente produzidos do que outros, porém os motores elétricos, ventiladores e bombas de circulação de água são artigos que somente podem ser produzidos naqueles países com uma indústria de base razoavelmente grande. Índia, Paquistão e China são exemplos de alguns destes países. Em países onde tais artigos ainda não podem ser fabricados localmente, eles devem ser importados e repassados no custo. O projeto e a media evaporativa definirão a competitividade do evaporador no mercado.

A produção de sistemas de resfriamento evaporativo utiliza essencialmente chapas de metal, os demais componentes usualmente são adquiridos no mercado e instalados em sua estrutura de metal. Este tipo de trabalho pode ser feito em pequena escala e requer pequeno investimento em máquinas, moldes e infraestrutura. É uma ótima indicação tecnológica para investimento de empreendedores de curto prazo assim como para grandes companhias.

Entretanto, os resfriadores evaporativos são uma tecnologia pouco utilizada no mundo e ainda não atingiu todo o seu potencial. O potencial de mercado global no futuro e os benefícios ambientais desta tecnologia são enormes. Com as mudanças da economia, as tecnologias que poupam energia como os equipamentos evaporativos ajudarão para o desenvolvimento do futuro.

Normalmente utilizam-se como materiais de contato em resfriadores evaporativos, placas de madeira, celulose, metais, minerais, vidros, plásticos e cimento. A escolha do melhor material está intimamente ligada a sua durabilidade e eficiência (Wiersma e Short, 1983).

Os tipos de mídias, ou painéis, comerciais geralmente possuem um custo elevado e são de difícil fabricação. Apesar do uso difundido de painéis comerciais para resfriamento evaporativo, poucas informações estão disponíveis sobre outros materiais para fabricação de mídias alternativas. Deve-se

buscar essencialmente materiais com áreas de superfície suficiente e boa higroscopia. E confeccionar o painel objetivando a menor perda de carga minimizando o custo do ventilador.

Mais de 20 milhões de residências hoje em dia no mundo utilizam sistemas evaporativos. Essas unidades residenciais proporcionam uma redução de mais de 50 mil toneladas de HCFC-22. Com a utilização desses sistemas evaporativos economizam-se 60 milhões de barris de óleo anualmente e deixam-se de emitir mais de 5 milhões de toneladas anuais de dióxido de carbono (Foster, 1998).

Os aparelhos de ar-condicionado são os maiores consumidores de energia elétrica em residências e edifícios, só perdendo para o boiler (aquecedor de água elétrico) e para o fogão elétrico (MME, 2000). Segundo cálculos do Procel (Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica), o sistema de ar-condicionado, durante o verão, é responsável por um terço do gasto de eletricidade doméstico.

Assim como em outros países em desenvolvimento, o consumo de energia elétrica tem crescido substancialmente no Brasil. Nas três últimas décadas, aumentou 7,5% a.a., ao passo que a população brasileira cresceu 2% a.a. e a economia (PIB), assim como o consumo final de energia, cresceu cerca de 4% a.a. Desse modo, a participação da eletricidade no consumo final de energia passou de 16%, em 1970, para 39,5%, em 1999 (MME, 2000).

Contrastando com a desaceleração da economia, o consumo de energia elétrica aumentou em 2003. A demanda total de energia elétrica cresceu 4,7%, no período de 12 meses, compreendido entre dezembro de 2002 e novembro de 2003, em comparação com os 12 meses anteriores, passando de 286,6 mil GWh para 300,2 mil GWh. Trata-se de um número próximo do consumo de 2000, anterior ao racionamento, quando atingiu 305 mil GWh, segundo os dados da Eletrobrás.

Segundo dados estatísticos, o consumo de energia elétrica por setores no Brasil se distribui em: 46,9% na indústria, 22,3% no setor residencial, 14,1% no setor comercial e 8,69% no setor público. No setor residencial, os maiores consumidores de energia elétrica são aparelhos de refrigeração e ar condicionado, que representam 33% do consumo. Uma redução de apenas 1% no consumo dos equipamentos de refrigeração residenciais representaria uma economia de cerca de 30 GWh/ano. Já no setor comercial, 20% do consumo de energia elétrica se deve aos aparelhos de ar condicionado. Tendo em vista apenas esses dois setores, percebe-se que 10,2% do consumo de energia elétrica total do país está relacionadas com aplicações em sistemas ar-condicionado e refrigeração principalmente os convencionais (BEN, 2004; PROCEL, 2003).

### 1.3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nas últimas décadas muitos estudos teóricos e experimentais foram realizados em torno do melhoramento de sistemas de resfriamento evaporativo. Uma teoria foi proposta para correlacionar os coeficientes de transferência de calor entre superfícies seca e úmida (Maclaine-cross e Banks, 1981). Permitindo determinar o desempenho de um trocador de calor de superfície úmida e compará-lo com os resultados experimentais.

Um aspecto importante para o estudo da troca de calor e massa entre superfícies é que quando o fluxo torna-se turbulento a evaporação aumenta rapidamente (Wiersma e Short, 1983).

Foram obtidos experimentalmente os coeficientes de transferência de calor e massa para o processo de resfriamento evaporativo direto utilizando painéis de almofadas de fibra vegetal (Dowdy *et al.*, 1986). Esses painéis são amplamente usados em projetos de resfriadores evaporativos de grande porte para condicionamento de ambientes de criação de animais de pequeno e médio porte (aves, suínos, etc.). Posteriormente, com a mesma metodologia, foram determinados os coeficientes para vários tamanhos de painéis evaporativos rígidos impregnados com celulose (Dowdy e Karabash, 1987). Ambos os trabalhos possibilitaram um maior detalhamento no método de dimensionamento de equipamentos evaporativos, frente ao antigo método indicado pela ASHRAE, que somente especificava a renovação de ar necessária para a carga térmica do espaço a ser ventilado.

Koca *et al.* (1991) desenvolveram um procedimento para testar painéis comerciais de sistemas de resfriamento evaporativos. Seus resultados mostram que a eficiência de painéis é afetada pelo ângulo de passagem do fluxo de ar que atravessa o painel, espessura do painel (comprimento de travessia do fluxo de ar), velocidade de entrada do ar e queda de pressão estática ao atravessar o painel, e podem ser expressos em termos da eficiência de resfriamento evaporativo e queda de pressão.

Uma aplicação de resfriamento evaporativo para climatização de ambientes abertos na Região Centro-Oeste foi avaliada, (Filho, 1997). Foi feita uma análise comparativa de sistemas de resfriamento evaporativo direto e misto (indireto/direto) aplicados ao conforto ambiental do Centro de Ensino Asa Norte, CEAN-DF, a fim de avaliar qual caso é recomendado sua utilização. Mostrou-se que o processo de resfriamento evaporativo indireto/direto tem um desempenho melhor que o simplesmente direto quando maior é a exigência da temperatura de projeto.

Em outra aplicação, utilizou-se um sistema de resfriamento indireto/direto em uma típica residência iraquiana em Bagdad, sujeita a cargas térmicas variáveis. O ensaio foi feito através de uma simulação controlada de um arranjo de resfriamento indireto/direto. A simulação ainda envolveu o funcionamento do sistema de resfriamento em quatro modos de operação para condições variáveis de temperatura e carga de resfriamento do recinto durante o verão. A ideia de Volume de Ar Variável (VAV) foi introduzida como estratégia de controle devido à necessidade de se variar a vazão de ar por meio da velocidade do ventilador, uma vez que a carga de resfriamento varia ao longo do dia. Os resultados obtidos mostraram que o resfriamento evaporativo proporciona conforto térmico na maior parte do período em que o sistema esteve operando. Além disso, observou-se que o coeficiente de performance tende a ser elevado porque o sistema consome somente energia para o ventilador e bomba de água, (Joudi e Mehdi, 2000).

Outros estudos enfocaram a geração de energia, demonstrando a vantagem da utilização de painéis evaporativos em sistemas de admissão de ar em turbinas a gás (Guimarães, 2000; Bassily, 2001), tendo em vista que o rendimento da turbina depende principalmente da quantidade de ar que entra na câmara de combustão. Em altas temperaturas, o ar apresenta baixa densidade e com isso a massa de ar fornecida para



a turbina é reduzida. Com o uso de sistemas evaporativos por painéis de contato direto, consegue-se um resfriamento do ar admitido proporcionando um aumento de potência na ordem de 2 a 4% ao ano.

Al-Sulaiman (2001) apresentou uma avaliação na eficiência de resfriamento evaporativo utilizando três tipos de fibras vegetais: juta, fibras de palmeiras e luffa (esponja vegetal de nome científico, *luffa cylindrica*). Os resultados apresentados mostraram que a esponja vegetal superou as demais fibras no quesito de conservação da geometria, eficiência de resfriamento durante sua degradação e teste de deposição de sais.

Um estudo realizado apresentou os princípios básicos de funcionamento e considerações técnicas para a utilização do resfriamento evaporativo em condicionamento de ar para conforto térmico, discorrendo a respeito dos modos de operação dos sistemas de resfriamento evaporativo direto e indireto, de sistemas multiestágios e de sistemas híbridos, que utilizam a refrigeração por compressão mecânica como apoio (Camargo e Ebinuma, 2002). Apresentaram, ainda, o desempenho dos sistemas direto-indireto para 15 cidades brasileiras, mostrando que o resfriamento evaporativo tem grande potencial para propiciar conforto térmico em locais onde a temperatura de bulbo úmido é baixa, porém o sistema direto tem limitações de utilização devido às condições climáticas. Na etapa seguinte do estudo, foi desenvolvido um modelo matemático do resfriamento evaporativo direto e indireto, com base na transferência de calor e massa entre o ar e a água, sob certas hipóteses simplificativas. Os autores apresentaram as principais grandezas envolvidas no resfriamento evaporativo que podem ser usadas na simulação do processo em busca de uma otimização para projeto.

Um resfriador evaporativo direto de corrente cruzada foi analisado teoricamente usando como meio úmido papel com geometria semelhante a “colméia de abelha” (Dai e Sumathy, 2002). Concluiu-se que existe um comprimento ótimo dos canais para passagem do ar. Mostrou-se que painéis evaporativos com essas características são mais compactos em tamanho e peso e podem suprir as necessidades de resfriamento e umidificação desejados em regiões áridas.

Outro estudo também teve como objetivo comparar painéis evaporativos de argila expandida e celulose para sistemas de resfriamento evaporativo em galpões avícolas (Silva, 2002). O experimento foi realizado no verão, durante os meses de fevereiro e março, em instalações avícolas no estado do Paraná e concluiu que os painéis de celulose apresentaram vantagens em termos de umidade relativa e eficiência comparada com o material alternativo.

O aumento da eficiência com o aumento da velocidade média do ar através da placa foi verificado em um experimento com três diferentes espessuras de painéis evaporativos feitos com argila. O que difere do material de celulose, que apresenta uma queda na eficiência com o aumento da velocidade média, (Vigoderis, 2002).

Na Tailândia, foi desenvolvido um túnel de vento compacto para o teste de painéis evaporativos fabricados com materiais alternativos (Liao e Chiu, 2002). O desempenho de resfriamento evaporativo foi determinado, em termos da efetividade e queda de pressão, para painéis à base de esponja de PVC, ásperas e finas, de espessura 50, 100 e 150 mm. Verificou-se que o painel feito em esponja de PVC

áspera apresentou uma efetividade variando entre 81 e 85%, para condições de operação estabelecidas, enquanto que o painel em esponja de PVC fina apresentou efetividade entre 76 e 91%.

Foi idealizada uma abordagem teórica a cerca dos princípios de funcionamento de um sistema de resfriamento evaporativo direto por painéis de contato, apresentando uma modelagem matemática da transferência de calor e massa em painéis evaporativos, além de um modelo para cálculo da queda de pressão em um painel comercial de celulose. Simulações computacionais da efetividade e queda de pressão para o painel comercial de celulose foram realizadas e comparadas com dados do fabricante (Pimenta e Castro, 2004).

Uma análise teórica da influência do condicionamento do ar por resfriamento evaporativo sobre o desempenho de ciclos de turbina a gás (Bellorio e Pimenta, 2005). Esse estudo mostrou que, para o compressor, a queda de temperatura provocada pelo painel evaporativo causou também uma diminuição na potência necessária para a compressão. A diminuição de temperatura gerou um aumento no fluxo mássico de ar admitido pelo compressor e na câmara de combustão promoveu uma diminuição na quantidade de poluentes emitidos, devido ao ar mais frio baixar a temperatura de chama. Na turbina, a queda de temperatura não é desejável, pois provoca uma diminuição nas entalpias, diminuindo assim a potência gerada. A queda de temperatura é acrescida pelo aumento no fluxo mássico devido à umidificação do ar admitido.

Uma bancada experimental para testes de painéis evaporativos foi construída por Daniel (2006). Utilizou-se uma seção de teste em acrílico e avaliaram-se experimentalmente painéis evaporativos comerciais e uma alternativa a partir de buchas vegetais.

A reformulação da bancada e otimização para testes com painéis evaporativos confeccionados com mídias alternativas foi realizada por Freitas (2007). Aplicou instrumentação mais precisa com transdutores de pressão e anemômetro tipo turbina e comparou painéis comerciais e artesanais elaborados com manta de fibra de côco.

Vilela (2011) reativou a bancada e instalou instrumentação fixa, composta de termo higrômetros e anemômetro de fio quente. Realizou testes comparativos entre painéis comerciais e artesanais confeccionados com manta de fibra de côco.

#### 1.4. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O material aqui apresentado está organizado em cinco capítulos. O primeiro é a introdução, em que são apresentados os objetivos, metodologia e importância da determinação dos coeficientes de transferência de calor e massa para painéis evaporativos.

O segundo capítulo trata de uma breve revisão de conceitos fundamentais de psicrometria, transferência de calor e massa no resfriamento evaporativo, e expõe o modelo matemático utilizado para determinação dos números adimensionais e coeficientes envolvidos no resfriamento evaporativo.

O terceiro capítulo é dedicado ao planejamento experimental a fim de obter os dados que possibilitam a determinação dos coeficientes. Descreve-se a bancada existente. Em seguida, as modificações feitas.

No quarto capítulo são descritos os problemas enfrentados e suas consequências na obtenção dos dados experimentais. É também apresentado um exemplo comparativo entre o dimensionamento através do uso dos coeficientes de transferência de calor e massa, considerando o resfriamento obtido através do processo evaporativo, e o processo anteriormente utilizado e indicado pela ASHRAE, que considera simplesmente a taxa de renovação necessária para o ambiente a ser ventilado.

Por fim, no capítulo cinco apresentam-se as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

## 1.5. OBJETIVOS

Tendo em vista os assuntos abordados, este projeto teve como objetivos:

Aprimorar a bancada de testes de painéis evaporativos a fim de obter medidas precisas e válidas, mantendo a configuração atual, capaz de acondicionar painéis comerciais e alternativos.

Elaborar uma rotina computacional capaz de calcular os coeficientes de transferência de calor e massa através dos dados medidos na bancada.

Analisar a influência da perda de carga com o aumento da velocidade do escoamento do ar que atravessa o painel evaporativo.

Traçar curvas da efetividade evaporativa, perda de carga, coeficientes de transferência de calor e massa, e das constantes características do painel.

## 1.6. METODOLOGIA

Em uma bancada experimental é possível controlar o estado psicrométrico do ar na entrada da seção de teste apropriada para alojar e umedecer o painel evaporativo. Assim, simulam-se diversas condições climáticas. Isso possibilita a variação de parâmetros como umidade relativa e absoluta. Com dados medidos, tendo em mente a analogia entre as equações adimensionais de transferência de calor e massa, considerando o resfriador com um trocador de calor (Incropera, 2008) e a correlação empírica entre os coeficientes e expoentes das equações pode-se calcular os mesmos.

Foi confeccionado um painel e avaliaram-se os coeficientes para sua geometria. Procurou-se obter uma geometria mais próxima a placas planas e paralelas ao escoamento de ar.

O material utilizado foi fibra obtida a partir da trituração do côco. É disponibilizado na forma de uma manta.

Variou-se a vazão de ar e temperatura de entrada na seção de teste. A vazão de água foi mantida constante.

Os valores das temperaturas de bulbo seco, na entrada e saída da seção de teste foram medidos com a utilização de termopares do tipo T (Cobre-Constantan) conectados a um conjunto de módulos de aquisição de dados ligados a um computador. Os módulos são descritos em mais detalhes no tópico materiais. Optou-se pela substituição dos antigos termopares, tipo J (Ferro-Constantan), pois esses encontravam-se oxidados. Além do fato dos termopares tipo T serem mais indicados para a faixa de

leitura pretendida, atmosferas úmidas e fornecerem maior precisão. Os termopares fornecem uma diferença de potencial em milivolts e foram aferidos no Laboratório de Metrologia Dinâmica do ENM. A tabela com os valores encontra-se em anexo.

Para medir a queda de pressão ao passar pela seção de teste e a pressão do escoamento de ar na entrada da seção utilizou-se dois transdutores de pressão diferencial com saída de dados linear na forma de diferença de potencial entre 0 e 10V. Também conectados a um módulo de aquisição de dados.

Os valores de umidade relativa na entrada e saída, assim como a velocidade do escoamento na entrada foram lidos diretamente no visor dos instrumentos fixos na bancada. Visto que esses instrumentos fornecem uma saída para dados em corrente elétrica em miliampéres e não foi possível adquirir mais um módulo para captura de dados em forma de corrente elétrica no computador.

Com os valores das temperaturas, pressões e umidades relativas caracterizou-se o estado psicrométrico do ar na entrada e saída da seção.

O valor da área superficial de contato do painel foi calculada de forma empírica. Medindo e pesando em uma balança de precisão uma amostra de tamanho reduzido da manta inicialmente seca e molhada.

Os valores das propriedades do ar nas condições climáticas ensaiadas foram conseguidos com a utilização do software ENGINEERING EQUATION SOLVER – EES - Copyright by S.A. Klein, assim como as resoluções das equações. O algoritmo usado encontra-se em anexo.

Os resultados foram comparados aos dados obtidos por Dowdy e Karabash para painéis tipo almofadas de fibras tipo “aspen”.

## 2. REVISÕES DE CONCEITOS TEÓRICOS

### 2.1. PRINCÍPIO BÁSICO DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

O resfriamento evaporativo é um processo que envolve uma redução na temperatura do ar e uma elevação de umidade graças a mecanismos simultâneos de transferência de calor e massa entre o ar e a água. O diagrama abaixo mostra o processo simplificado em uma carta psicrométrica para esse sistema, Fig.(1).

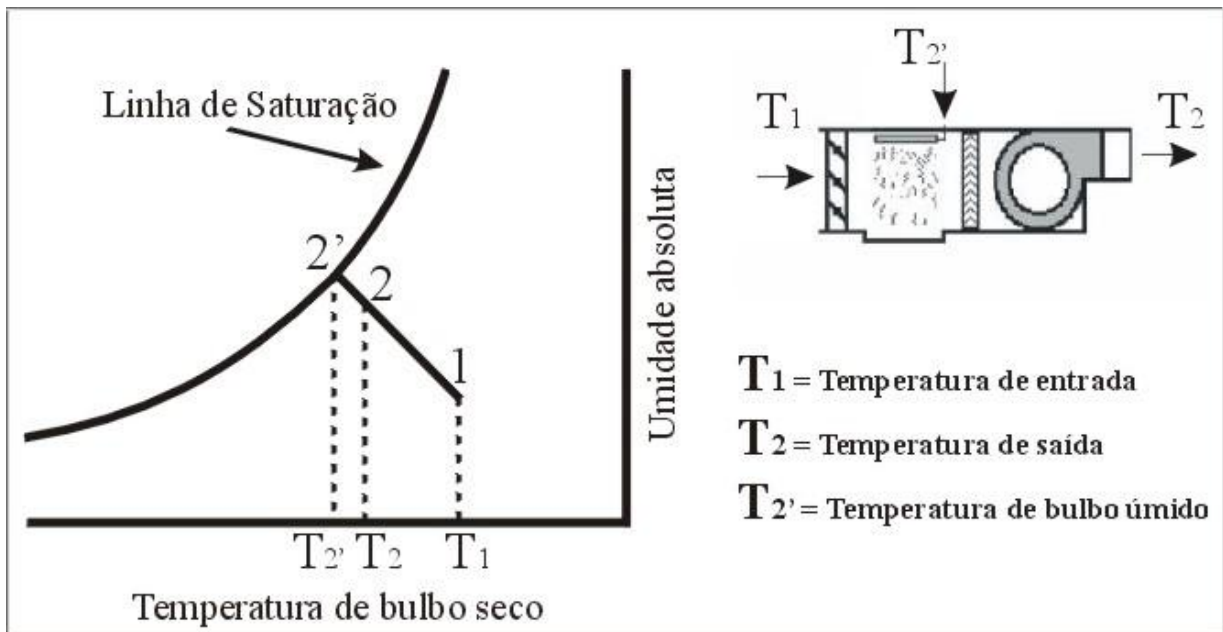


Figura 1-Diagrama do sistema de resfriamento evaporativo na carta psicrométrica.

O ar entra com uma quantidade de calor sensível e latente (menos latente quanto mais seco for o ar) a uma temperatura  $T_1$ , e durante sua passagem pela superfície úmida, com temperatura  $T_2$ , do resfriador evaporativo troca calor sensível com a água que se evapora. A água agora em estado de vapor mistura-se com o fluxo de ar, umidificando e resfriando a uma temperatura  $T_2$ .

### 2.2. MISTURA AR-VAPOR D'ÁGUA

Determina-se que, uma mistura de ar seco com vapor d'água é chamada de ar úmido ou de mistura binária de ar seco com vapor d'água. A quantidade de vapor d'água presente na mistura pode variar de quase zero até um valor correspondente à condição de saturação. Esse estado corresponde à quantidade máxima de vapor d'água que o ar pode suportar em determinada condição de temperatura. Com isso, define-se ar saturado como a mistura de ar seco e vapor d'água saturado, enquanto que ar não saturado é a mistura de ar com vapor d'água superaquecido.

### 2.3. PSICROMETRIA

A Psicrometria estuda as propriedades do ar, tais como temperatura, umidade, entalpia e ponto de orvalho. Nas aplicações de ar condicionado, o ar não é seco, mas sim, uma mistura de ar seco e vapor de

água. O ar seco é uma mistura de gases, considerada uma substância homogênea a pressão e temperatura atmosféricas, sendo diferente do vapor de água, que se encontra saturado ou superaquecido nessas condições. Os princípios da psicrometria são aplicados em cálculo de carga térmica, sistemas de ar condicionado, serpentinas de desumidificação e resfriamento, torres de resfriamento e resfriadores evaporativos.

O ar atmosférico é constituído de uma mistura de gases, de vapor d'água e uma mistura de contaminantes (fumaça, poeira e outros poluentes gasosos) presentes em locais distantes das fontes poluidoras.

Quando todos os contaminantes e vapor d'água são removidos do ar atmosférico, ele é chamado de "ar seco". Muitos estudos têm mostrado que a composição do ar seco é constante, tendo pequenas variações na quantidade de alguns componentes com o tempo, localização geográfica e altitude.

Três propriedades do ar úmido estão diretamente associadas com a temperatura: temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido e temperatura do ponto de orvalho. Outras grandezas termodinâmicas fundamentais no estudo psicrométrico são a quantidade de vapor d'água presente no ar úmido, umidade absoluta e entalpia.

### 2.3.1. Temperatura de Bulbo Seco

Temperatura de bulbo seco é a temperatura indicada por um termômetro comum, não exposto a radiação intensa. Trata-se da temperatura do ar úmido. Frequentemente é denominada apenas de temperatura do ar, pois é a que mais influi no conforto térmico.

### 2.3.2. Temperatura de Bulbo Úmido

Temperatura de bulbo úmido é a temperatura indicada por um termômetro cujo bulbo foi envolvido por uma mecha úmida, e lida quando o equilíbrio térmico é atingido. Nesse tipo de termômetro, a mistura de ar seco com vapor d'água sofre um processo de resfriamento adiabático, pela evaporação da água da mecha no ar, mantendo-se a pressão constante.

Para fazer a leitura dessa temperatura é necessário um psicrômetro. Esse é constituído de dois termômetros, um deles envolto por um tecido constantemente umedecido (termômetro de bulbo úmido) e outro, ao lado, simplesmente em equilíbrio térmico com o ar úmido (termômetro de bulbo seco). O termômetro de bulbo úmido recebe sobre si um fluxo de ar por meio de um sistema de ventilação. Assim, a umidade é evaporada retirando energia do bulbo úmido e, conseqüentemente, baixando a temperatura até um estado de equilíbrio.

Entende-se por estado de equilíbrio a situação em que o fluxo de energia do ar para o bulbo do termômetro é igual à energia necessária para a evaporação da umidade.

### 2.3.3. Temperatura de Orvalho

Temperatura de orvalho é a temperatura abaixo da qual se inicia a condensação, à pressão constante, do vapor d'água contido no ar úmido.

Inicialmente o ar úmido encontra-se sob certas condições de temperatura e pressão parcial do vapor na mistura tais que o vapor d'água encontra-se superaquecido no estado 1. Se a mistura for resfriada com pressão total e conteúdo de umidade constantes, a pressão parcial do vapor será mantida constante e o estado 2 será alcançado, tendo início a condensação. Então o ponto 2 é definido como ponto de orvalho. A Fig.(2) ilustra este processo

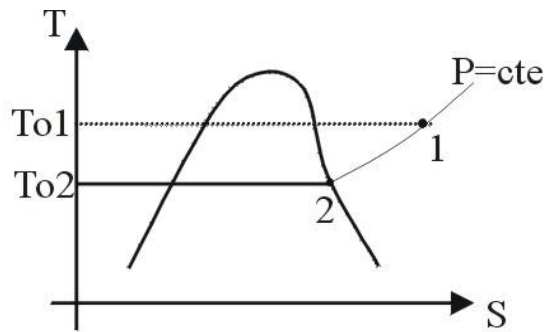


Figura 2- Ponto de orvalho.

#### 2.3.4. Umidade Relativa

A umidade relativa,  $\Phi$ , pode ser definida como a razão entre a pressão parcial do vapor d'água na mistura ( $P_v$ ) e a pressão de saturação correspondente à temperatura de bulbo seco da mistura ( $P_g$ ).

$$\Phi = \left( \frac{P_v}{P_g} \right) 100 \quad (1)$$

#### 2.3.5. Umidade Absoluta

A umidade absoluta é definida como a razão entre a massa de vapor d'água ( $m_v$ ) e a massa de ar seco ( $m_{Ar}$ ) contidos em um determinado volume da mistura. A sua determinação pode ser feita com a equação dos gases perfeitos. Tanto o vapor d'água como o ar seco pode ser admitido como um gás perfeito para aplicações usuais de ar condicionado. O ar seco pode ser admitido como um gás perfeito porque sua temperatura é elevada em relação à temperatura de saturação, ao passo que o vapor d'água tem comportamento de gás perfeito porque sua pressão é baixa em relação à pressão de saturação. Da definição de umidade absoluta:

$$w = \frac{m_v}{m_{Ar}} \quad (2)$$

Mas  $PV = mRT$ . Isolando  $m$  e substituindo na Eq.(2), tem-se:

$$w = \frac{P_v V / R_v T}{P_{Ar} V / R_{Ar} T} \quad (3)$$

Por outro lado, a pressão barométrica é a soma das pressões parciais do vapor d'água e do ar seco, ou seja:

$$P_{atm} = P_v + P_{Ar} \quad (4)$$

Onde  $P_v$  e  $P_{Ar}$  são dados em Pascal.

Substituindo a Eq.(4) em (3) e introduzindo os valores das constantes de gás para o vapor d'água ( $R_v = 461,5 J / kgK$ ) e ar seco ( $R_A = 287 J / kgK$ ) resulta em:

$$w = 0,622 \frac{P_v}{P_{atm} - P_v} \quad (5)$$

### 2.3.6. Entalpia

A entalpia da mistura ar seco-vapor d'água é a energia do ar úmido por unidade de massa do ar seco, acima de uma temperatura de referência (visto que somente diferenças de entalpia são de interesse para a engenharia). Quantitativamente, a entalpia é a soma das entalpias dos componentes da mistura, podendo ser expressa pela seguinte equação:

$$h = C_p T + w h_{lv} \quad (6)$$

Onde  $h_{lv}$  é o calor latente de vaporização da água.

## 2.4. BALANÇO DE MASSA E ENERGIA

A Fig.(3) ilustra o caminho seguido pelo ar e água em um sistema de resfriamento evaporativo por painel de contato. Logo em seguida temos a definição das variáveis.

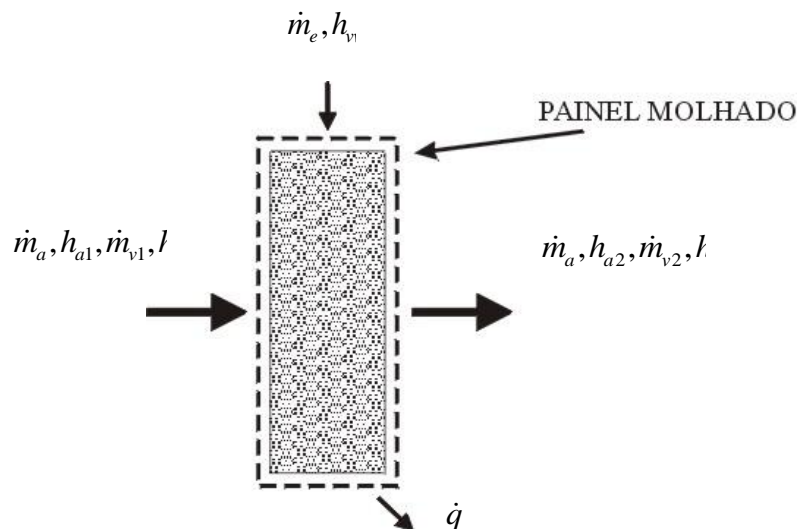


Figura 3- Balanço de energia em um volume de controle.

Para analisar a transferência de calor e massa considerou-se:

- O ar seco e o vapor d'água têm comportamento de gás ideal;



- O ar é uma mistura de ar seco e vapor d'água;
- O processo ocorre adiabaticamente;
- Em regime permanente;
- As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis;
- A água de arrefecimento encontra-se a temperatura de bulbo úmido, visto que é continuamente recirculada.

Aplicando a 1ª lei da termodinâmica ao volume de controle que atravessa o painel, tem-se,

$$-\dot{q} + \dot{m}_{Ar} \cdot h_{Ar1} + \dot{m}_{v1} \cdot h_{v1} + \dot{m}_e \cdot h_{vwb} = \dot{m}_{Ar} \cdot h_{Ar2} + \dot{m}_{v2} \cdot h_{v2} \quad (7)$$

Onde,

$\dot{q}$  Taxa de transferência de calor, [W];

$\dot{m}_{Ar}$  Vazão mássica de ar seco, [kg/s];

$\dot{m}_{v1}$  e  $\dot{m}_{v2}$  Vazões mássicas de vapor de água do ar na entrada e saída do painel, [kg/s];

$\dot{m}_e$  Vazão mássica de água evaporada, [kg/s];

$h_{Ar1}$  e  $h_{Ar2}$  Entalpias do ar seco na entrada e na saída do painel, respect., [J/kg] de ar seco;

$h_{vwb}$  Entalpia do vapor de água na temperatura de bulbo úmido, [J/kg] de ar seco;

$h_{v1}$  e  $h_{v2}$  Entalpias do vapor de água na entrada e na saída do painel, [J/kg] de ar seco.

Para o balanço de massa de água no volume de controle, temos,

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{v2} - \dot{m}_{v1} \quad (8)$$

Dividindo-se a Eq.(8) por  $\dot{m}_a$  obtém-se,

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{Ar} \cdot (w_2 - w_1) \quad (9)$$

Onde  $w_1$  e  $w_2$  são as umidades absoluta do ar na entrada e saída do painel, respectivamente.

Substituindo a Eq.(9) em (7) obtém-se,

$$\dot{q} = \dot{m}_{Ar} \cdot (h_{Ar1} - h_{Ar2}) + \dot{m}_{Ar} \cdot (w_1 \cdot h_{v1} - w_2 \cdot h_{v2}) + \dot{m}_{Ar} \cdot (w_2 - w_1) \cdot h_{vwb} \quad (10)$$

Considerando que a entalpia do vapor de água no ar se encontra no estado saturado (Stoecker e Jones, 1985),

$$\dot{q} = \dot{m}_{Ar} \cdot [Cp_{Ar} \cdot (T_1 - T_2) + w_1 \cdot (h_{g1} - h_{gwb}) - w_2 \cdot (h_{g2} - h_{gwb})] \quad (11)$$

Onde,

$T_1$  e  $T_2$  temperaturas de bulbo seco, na entrada e saída do painel;

$h_{gwb}$  entalpia do vapor de água saturado na temperatura de bulbo úmido, [J/kg];

$h_{g1}$  entalpia do vapor de água saturado na entrada, [J/kg];

$h_{g2}$  entalpia na saída do painel, [J/kg];

$C_{pAr}$  calor específico do ar seco (J/kg.K).

Uma vez que a entalpia e umidade absoluta, na Eq. (11), podem ser representadas como funções das respectivas temperaturas e como as condições de entrada do ar e vazão mássica são conhecidas, a taxa de transferência de calor é dependente apenas da temperatura do ar na saída do painel.

Visto que o resfriamento evaporativo direto por painéis de contato trata-se fundamentalmente de um trocador de calor de superfície úmida em corrente cruzada, uma teoria sobre trocadores de calor considera as diferenças médias logarítmicas de temperatura e massa específica como no método da LMTD (Log Mean Difference Temperature), (Fig.4).

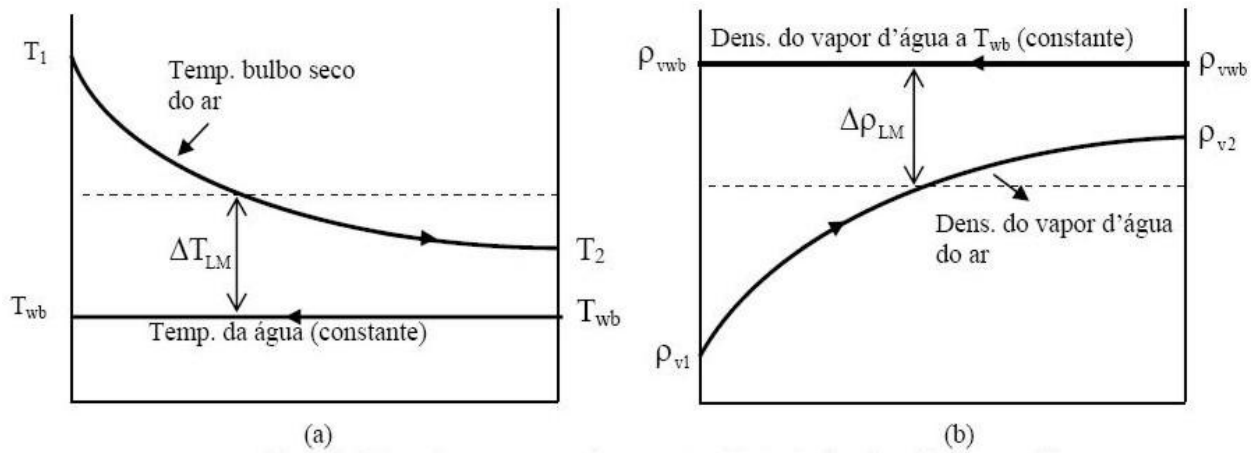


Figura 4. Interação entre o ar e água na transferência de calor (a) e massa (b).

Com base no esquema ilustrado na Fig.(4a), a taxa de transferência de calor entre o ar e a água no processo de resfriamento evaporativo direto, pode ser dada por,

$$\dot{q} = h_H \cdot A_S \cdot \Delta T_{LM} \quad (12)$$

Onde:

$h_H$  Coeficiente de transferência de calor, [W/m.K];

$A_S$  Area da superfície úmida do painel, [m<sup>2</sup>];

$\Delta T_{LM}$  Média logarítmica das diferenças de temperaturas.

A LMTD é dada por:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_2 - T_1)}{\ln \left[ \frac{(T_2 - T_{wb})}{(T_1 - T_{wb})} \right]} \quad (13)$$

Substituindo a Eq. (13) em (12) e rearranjando os termos, chega-se à relação,

$$1 - \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{wb}} = \exp \left( - \frac{h_H \cdot A_S \cdot (T_1 - T_2)}{\dot{q}} \right) \quad (14)$$

Onde o termo  $\frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_{wb})}$  é chamado de efetividade do sistema de resfriamento evaporativo direto:

$$\varepsilon = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_{wb})} \quad (15)$$

Então,

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{h_H \cdot A_S \cdot (T_1 - T_2)}{\dot{q}}\right) \quad (16)$$

Analisando a Eq. (15) nota-se que uma efetividade de 100% corresponde a uma temperatura de saída do ar igual à temperatura de bulbo úmido. E da Eq. (16) percebe-se que a efetividade limite requer uma combinação de uma grande área de superfície com um elevado coeficiente de transferência de calor.

Considerando agora a Fig.(4b), a taxa de transferência de massa na forma de vapor de água, é dada por,

$$\dot{m}_e = h_M \cdot A_S \cdot \Delta\rho_{LM} \quad (17)$$

Onde  $h_M$  representa o coeficiente de transferência de massa, em m/s;  $\Delta\rho_{LM}$  é a média logarítmica das diferenças de massas específicas do vapor de água presente no ar, dada por,

$$\Delta\rho_{LM} = \frac{(\rho_{v2} - \rho_{v1})}{\ln\left[\frac{(\rho_{v2} - \rho_{wb})}{(\rho_{v1} - \rho_{wb})}\right]} \quad (18)$$

Onde  $\rho_{v1}$ ,  $\rho_{v2}$  são, respectivamente, as massa específicas do vapor de água na entrada e saída do painel e a massa específica do vapor de água na temperatura de bulbo úmido do ar, expressas em kg/m<sup>3</sup>.

Se os valores de coeficiente de transferência de calor e massa não são conhecidos, então as Eq.(12) e (17) podem ser usadas da seguinte maneira:

$$h_H = \frac{\dot{q}}{A_S} \cdot \frac{\ln\left(\frac{(T_2 - T_{wb})}{(T_1 - T_{wb})}\right)}{(T_2 - T_1)} = \frac{\dot{q}}{A_S} \cdot \frac{\ln(1 - \varepsilon)}{(T_2 - T_1)} \quad (19)$$

e

$$h_M = \rho_{v1} \cdot Q \cdot \frac{(w_2 - w_1)}{A_S} \cdot \frac{\ln\left[\frac{(\rho_{v1} - \rho_{wb})}{(\rho_{v2} - \rho_{wb})}\right]}{(\rho_{v2} - \rho_{v1})} \quad (20)$$

## 2.5. NÚMEROS ADIMENSIONAIS

Os principais números adimensionais a serem considerados no caso de transferência de calor e massa, que ocorre na camada limite fluidodinâmica presente na interface ar-superfície úmida são o Número de

Prandtl, Nusselt, Schmidt e Sherwood. Prandtl fornece a razão entre as difusidades de momento e térmica. Nusselt fornece o gradiente de temperatura adimensional na superfície. Esses dois números estão intimamente relacionados com a transferência de calor. Schmidt fornece a razão entre as difusidades de momento e mássica. Sherwood fornece o gradiente de concentração adimensional na superfície. Esses dois últimos estão relacionados com a transferência de massa. O número de Reynolds relaciona as forças de inércia e de viscosidade do escoamento. No caso de transferência por convecção simultânea de calor e massa, outro número a se considerar é o de Lewis, que relaciona a difusidade térmica com a mássica.

## 2.6. ANALOGIA COM TROCADOR DE CALOR

Considerando o resfriador composto por placas planas paralelas ao escoamento tem-se uma formulação proposta no capítulo 7 seção 7.2 de Incropera e DeWitt (2008).

No caso dos painéis onde o escoamento de ar passa através de canais úmidos pode-se fazer analogia com um trocador de calor de conjunto de tubos. Uma correlação para descrever a transferência de calor convectivo associado com o fluxo que atravessa os tubos de resfriamento é encontrada no capítulo 7 seção 7.4 em Incropera e DeWitt (2008). Essa é uma formulação que cobre o caso das placas planas. Utilizou-se a formulação mais elaborada.

Aplicando a correlação na forma proposta para testar os painéis evaporativos, temos:

$$Nu = C_1 \cdot Re^{m_1} Pr^{1/3} \quad (21)$$

Onde  $Nu$  é o número de Nusselt,  $Re$  é o número de Reynolds,  $Pr$  é o número de Prandtl,  $C_1$  e  $m_1$  são constantes características para cada tipo de painel.

Analogamente chega-se a uma correlação para transferência de massa associada com a passagem do escoamento através do resfriador.

$$Sh = C_2 \cdot Re^{m_2} \cdot Sc^{1/3} \quad (22)$$

Onde  $Sh$  é o número de Sherwood,  $Sc$  é o número de Schmidt,  $C_2$  e  $m_2$  são constantes características para cada tipo de painel.

As definições destes números adimensionais são as seguintes expressões:

$$Re = \frac{U \cdot l_e}{\nu}, \quad Nu = \frac{h_H \cdot l_e}{k}, \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha}, \quad Sh = \frac{h_M \cdot l_e}{D}, \quad Sc = \frac{\nu}{D}$$

Onde,

$$l_e = \frac{V}{A_s} \text{ Comprimento característico do painel [m];}$$

$\nu$  Viscosidade cinemática do ar seco, [m<sup>2</sup>/s];

$k$  Condutividade térmica do ar seco, [W/(m.K)];

$\alpha$  Difusividade térmica, [m<sup>2</sup>/s];

$D$  Coeficiente de difusão binária entre água e ar, [m<sup>2</sup>/s].

Dowdy *et al* (1986 e 1987) realizaram estudos de correlação e concluíram que um parâmetro adimensional relacionado com a espessura dos painéis é necessário. Isso porque a troca de calor e massa está intimamente ligada à área de contato entre os fluidos, ar-água, e esta depende basicamente da espessura do painel,  $l$ . Como consequência, a relação  $(l_e/l)$  é acrescentada às Eqs. (21) e (22) para obter equações de correlação calibradas, resultando nas Eqs. (23) e (24). A dimensão característica é o comprimento  $l_e$ .

$$Nu = C_1 \left( \frac{l_e}{l} \right)^{n1} Re^{m1} Pr^{1/3} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (23)$$

$$Sh = C_2 \left( \frac{l_e}{l} \right)^{n2} Re^{m2} \cdot Sc^{1/3} \cdot \left( \frac{Sc}{Sc_s} \right)^{1/4} \quad (24)$$

$Pr_s$  e  $Sc_s$  são respectivamente o número de Prandtl e o número de Schmidt, ambos à temperatura da água.

No experimento todas as temperaturas necessárias são medidas, logo, usando-se as Eqs. (21) e (22) como equações de regressão, as seguintes correlações são possíveis:  $(C_1, m_1)$  obtidas através de relações de regressão do gráfico  $Nu \cdot Pr^{-1/3}$  vs  $Re$  e  $(C_2, m_2)$  obtidos de relações de regressão do gráfico de  $Sh \cdot Sc^{-1/3}$  vs  $Re$ .

Equações de regressão como função da temperatura para  $\rho_{Ar}, Cp_{Ar}, \nu, k, \alpha, Pr, D, h_g, \rho_v, P_g, P_v$  são derivadas baseadas nas propriedades termofísicas do ar e do vapor d'água na pressão atmosférica, a fim de calcular os números adimensionais e os coeficientes de transferência de calor e massa.

Outro parâmetro a se considerar é o número de Lewis, este é especialmente interessante em casos onde ocorre simultaneamente transferência por convecção de calor e massa, como é o caso em questão. O número de Lewis relaciona as espessuras relativas entre a camada limite térmica e de concentração.

$$\frac{h_H}{h_M} = \rho_a Cp_a Le^{2/3} \left( \frac{Le_s}{Le} \right)^{1/4} \quad (25)$$

onde o número de Lewis é dados por  $Le = \alpha / D$  e  $Le_s$  é o número de Lewis a temperatura da água.

## 2.7. TEMPERATURA DE AR DE INSUFLAMENTO

A partir da Eq.(16) é possível obter a expressão para o cálculo da temperatura do ar na saída do painel evaporativo (temperatura de insuflamento). Isolando essa variável, temos:

$$T_2 = T_1 - \varepsilon (T_1 - T_{wb}) \quad (26)$$

Onde  $T_1$  e  $T_2$  são as temperaturas de bulbo seco do ar na entrada e saída do painel evaporativo, enquanto que  $T_{wb}$  é a temperatura da superfície molhada de contato, a qual corresponde à temperatura de

bulbo úmido do ar. Dessa forma, se a efetividade do resfriamento evaporativo direto chegasse a 100%, a temperatura do ar na saída do painel seria igual à da temperatura de bulbo úmido.

## 2.8. QUEDA DE PRESSÃO

Ao entrar no painel de contato o escoamento sofre contração devido a uma mudança de área. Através do painel, o ar sofre fricção nas paredes, além de poder sofrer contrações e expansões sucessivas durante a passagem pelo painel. Por fim, na saída do painel, o ar sofre uma expansão devido a uma mudança de área. Tais efeitos resultam numa perda de pressão total do ar úmido que no presente trabalho é representado por um modelo semiempírico baseado em Castro e Pimenta (2004). O modelo baseia-se na dependência da pressão dinâmica do escoamento com a velocidade.

A perda de carga ao atravessar o painel é dada por,

$$\Delta P = C \cdot \frac{\rho U^2}{2} \quad (27)$$

De forma mais simples, pode ser representada como função unicamente da velocidade como,

$$\Delta P = C_0 \cdot U^2 \quad (28)$$

Onde  $\Delta P$  é a queda de pressão entre a entrada e a saída do painel, em Pa,  $U$  é a velocidade do ar através do painel em m/s, e  $C$  e  $C_0$  representam parâmetros constantes, característicos de cada painel, a serem identificados por ajuste com dados disponíveis acerca da dependência de  $\Delta P$  com  $U$ .

A partir de dados disponíveis do catálogo do fabricante para a variação da queda de pressão em painéis comerciais, pode-se então obter a constante  $C_0$  para diferentes espessuras de painéis. Observa-se então que a constante  $C_0$  varia diretamente com a espessura dos painéis, permitindo então representar a Eq. (25) como,

$$\Delta P = \xi \cdot l \cdot U^2 \quad (29)$$

Onde  $\xi$  é um parâmetro constante que depende da natureza do painel evaporativo analisado.

### 3. PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL

#### 3.1. BANCADA CONDICIONADORA

A fim de ter-se um diferencial com relação aos trabalhos semelhantes citados na revisão bibliográfica, principalmente em relação ao controle das condições do ar de entrada da seção de testes, decidiu-se usar o equipamento didático condicionador de ar modelo P5698 da CUSSONS ( [www.cussons.co.uk](http://www.cussons.co.uk) ), capaz de variar o fluxo de ar, pré-aquecer e umidificar o ar no primeiro estágio, resfriar o ar com um evaporador no segundo estágio e reaquecer o ar no terceiro estágio.

A figura abaixo apresenta uma ilustração esquemática da atual configuração da bancada de testes.

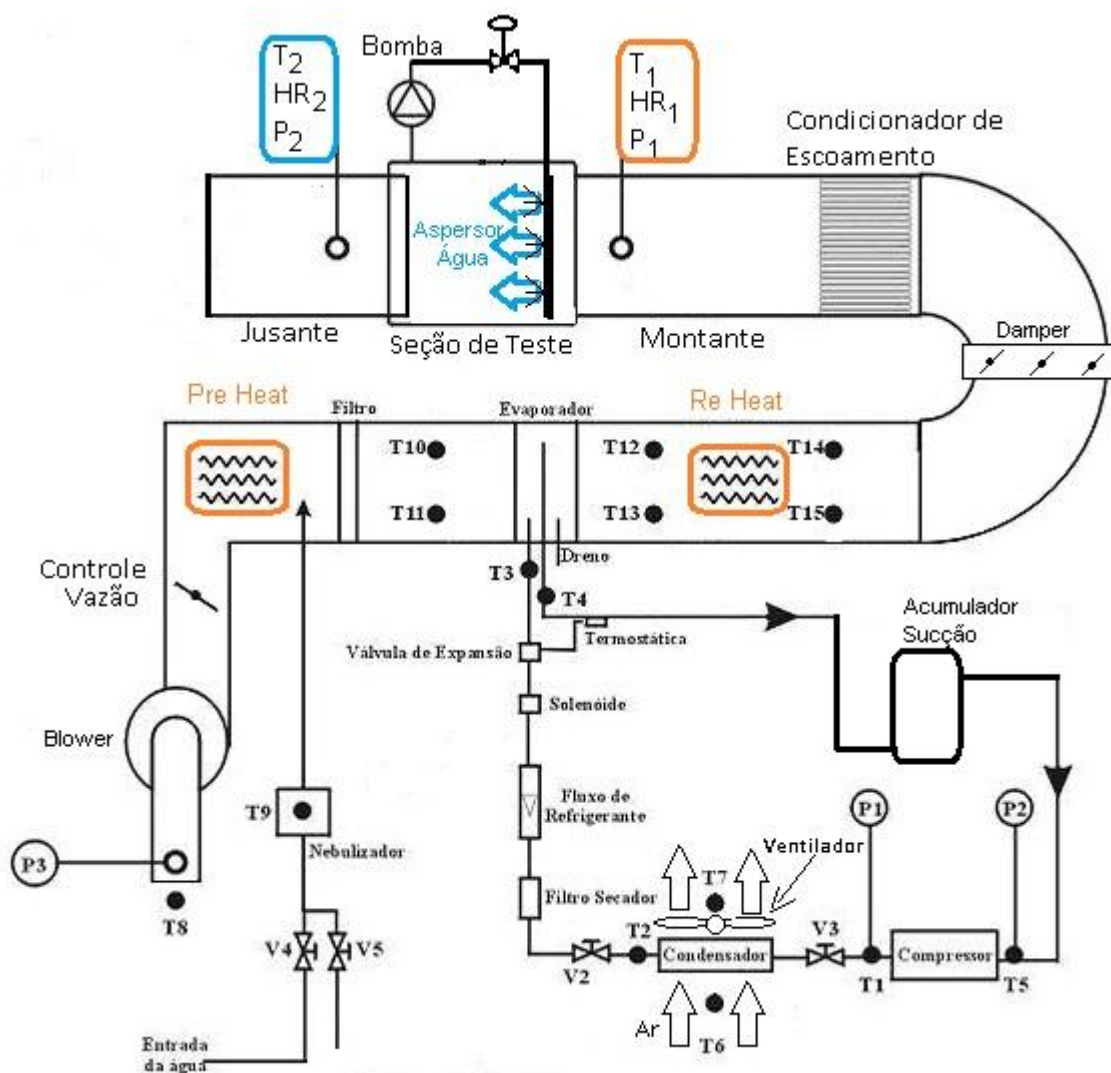


Figura 5 Diagrama da bancada de refrigeração Cussons e do tunel de teste de média evaporativa.

A letra T corresponde à um termopar posicionado na região de círculo cheio.

- T1 – temperatura do gás refrigerante na saída do compressor.
- T2 – temperatura do gás refrigerante na saída do condensador.
- T3 – temperatura do gás refrigerante entrada no evaporador.
- T4 – temperatura do gás refrigerante na saída do evaporador.
- T5 – temperatura do gás refrigerante na entrada do compressor.

- T6 – temperatura do ar na entrada do condensador.
- T7 – temperatura do ar na saída do condensador.
- T8 – temperatura do ar na entrada do ventilador.
- T9 – temperatura da água dentro do nebulizador.
- T10 – temperatura de bulbo seco do ar antes de atravessar o evaporador.
- T11 – temperatura de bulbo úmido do ar antes de atravessar o evaporador.
- T12 – temperatura de bulbo seco do ar após atravessar o evaporador.
- T13 – temperatura de bulbo úmido do ar após atravessar o evaporador.
- T14 – temperatura de bulbo seco do ar após o reaquecimento.
- T15 – temperatura de bulbo úmido do ar após o reaquecimento.

A letra V corresponde às válvulas para controle de fluxo de água ou do gás refrigerante:

- V1 – controle da entrada de fluxo de água no condensador (desativada).
- V2 – controle da saída do gás refrigerante no condensador.
- V3 – controle da entrada do gás refrigerante no condensador.
- V4 – controle da entrada de água no nebulizador.
- V5 – controle da saída de água do nebulizador.

A letra P corresponde à tomadas de pressão na posição indicada:

- P1 – pressão de alta do compressor.
- P2 – pressão de baixa do compressor.
- P3 – pressão de entrada do ar no bocal do ventilador.

### 3.1.1. Bancada Antes

O equipamento da CUSSONS fora modificado e agora utiliza uma unidade condensadora arrefecida a ar e compressor hermético (marca Maneurop modelo MT28JE4) com acumulador de sucção. Pode-se observar na figura nos anexos o trocador de calor da unidade condensadora (marca Danfoss) na cor azul.

Nos anexos tem-se uma foto de uma banca P5698 do catálogo do fabricante Cussons. Originalmente essa possui condensação a água e compressor alternativo aberto acionado por conjunto polia-correia e motor elétrico.

#### 3.1.1.1. Modificações

Nesse tópico serão descritos as principais dificuldades encontradas com os equipamentos e instrumentação utilizada. Seguidos das soluções adotadas.

O condicionador de escoamento, logo no início do duto de montante, foi refeito. A fim de diminuir vórtices e perda de carga.

Os termopares tipo J (Ferro-Constantan) são mais indicados para uso em Centrais de Energia, Metalúrgica, Química, Petroquímica e Indústrias em geral. Possuem faixa de utilização de 0 a 800°C. Oxidam em atmosfera úmida e possuem baixa homogeneidade devido à dificuldade em obter-se Ferro



com alto grau de pureza. Foram substituídos por tipo T (Cobre-Constantan). Indicados para Criometria (baixas temperaturas), Indústrias de Refrigeração e Pesquisas Agronômicas. Possuem faixa de utilização de -60 a 370°C. E fornecem leitura mais precisa. Os termopares foram calibrados no Laboratório de Metrologia Dinâmica do ENM. Foi utilizado o método comparativo com um termoresistor certificado tipo PT100 de platina. E conferiu-se a voltagem obtida para cada temperatura obtida e comparou-se com uma tabela de fabricantes de termopares. A tabela com os dados colhidos encontra-se em anexo.

O controle da vazão de descarga do ventilador estava destruído e limitava o controle dos testes. Foi refeito e conseguiu-se uma regulagem mais precisa e vazões mais constantes.

Foram refeitas as ligações elétricas dos módulos de aquisição e fontes de potência usando-se cabo para instrumentação com proteção contra interferência eletromagnética.

Utilizou-se uma fonte de alimentação regulável e estável para fornecimento de voltagem e corrente contínua para os módulos.

O sistema de coleta e aspersão da água sobre a seção de testes foi modificado. Tubos com diâmetro condizente à sucção e recalque da bomba foram utilizados. Um controle de vazão mais fácil e preciso foi instalado. Reduzindo a perda de carga e proporcionando uma vazão mais constante ao aspersor.



Figura 6 - Condicionadores de escoamento

Com a sequência de testes pode-se observar detalhes que podem ser melhorados na bancada e aquisição de dados.

A fim de distribuir o escoamento de forma mais uniforme na entrada da bancada, podem ser confeccionados e instalados alguns direcionadores de escoamento, posicionados internamente nos dutos curvos, localizado na saída do equipamento de condicionamento da Cussons. Nos anexos tem-se uma foto da vista posterior do túnel de testes.

### 3.1.2. Descrição Geral

A bancada experimental possui:

- Ventilador centrífugo em sua entrada, com capacidade de fornecer vazões de ar entre 0,04 e 0,24m<sup>3</sup>/s.
- Resistências elétricas para pré-aquecer o ar, com capacidade de 3kW.
- Unidade refrigeradora direta (gás de trabalho R22), com condensação a ar. Seu evaporador possui bandeja para coleta de condensado.
- Resistências elétricas para reaquecer o ar, com capacidade de 3kW.
- Duto de ligação entre a bancada Cussons e o túnel de testes. Possui seção transversal de 0,09m<sup>2</sup>. Confeccionado em chapa de aço galvanizado, flanges estanque e com válvula de controle de vazão tipo “damper”.
- Condicionador de escoamento com finalidade de diminuir a turbulência e uniformizar o fluxo de ar depois do duto de ligação.
- Seção de teste em acrílico transparente, espessura de 10mm, capacidade para testar painéis com espessuras de até 260mm. Bacia com capacidade para 5 litros de água.
- Aspersor de água confeccionado em tubo PVC de 20mm de diâmetro. Posicionado na tampa de acrílico da seção de teste com válvulas globo para controle de vazão.
- Bomba responsável pela recirculação da água do reservatório e aspersão sobre a seção de teste. Marca P.MONTI modelo EB12/H. Posicionada abaixo do reservatório da seção de testes.
- Duto deslizante em acrílico com seção transversal de dimensões 0,3x0,3m.

### 3.1.3. Instrumentação

A instrumentação é fundamental para determinação dos coeficientes de troca de calor e massa. A ligação elétrica dos módulos de aquisição de dados e transdutores de pressão diferencial foi refeita utilizando-se cabo para instrumentação com proteção contra interferência externa no sinal. Assim evitam-se flutuações de leitura e erros indeterminados. Utilizou-se uma fonte de potência estabilizada marca Minipa modelo MPL-1303 para alimentar os módulos de aquisição. Os transdutores de pressão consomem corrente e voltagem alternada em 24V e para tal utilizou-se um transformador com entrada 220V.

Antes da seção de testes tem-se:

- Quatro termopares de bulbo seco;
- Quatro tomadas de pressão estática, uma em cada face do duto, interligadas externamente e fornecendo uma saída;
- Um termo higrômetro;

- Um anemômetro de fio quente.

Após a seção de testes tem-se:

- Quatro termopares de bulbo seco;
- Quatro tomadas de pressão estática, uma em cada face do duto, estando as mesmas interligadas externamente e fornecendo uma saída;
- Um termo higrômetro.

Tem-se um termopar medindo a temperatura ambiente.

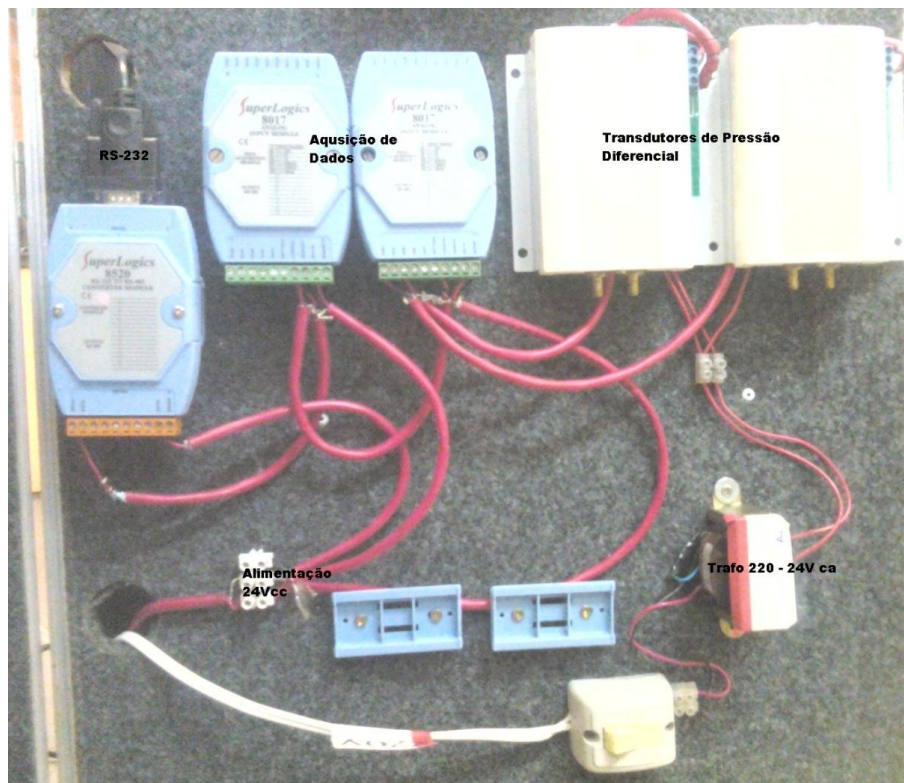


Figura 7- Foto módulos e transdutores

### 3.1.3.1. Módulos de Aquisição de Dados

Para cada ensaio realizado, os valores das temperaturas de bulbo seco, na entrada e saída dos painéis, foram colhidos com a utilização de termopares do Tipo T conectados a um módulo de aquisição de dados da marca SUPERLOGICS ([www.superlogics.com](http://www.superlogics.com)) modelo 8017. Esse modelo possui 8 canais de aquisição analógica e incerteza de  $\pm 0,1\%$ . Pode ser configurado para ler faixas de voltagem de  $\pm 150\text{mV}$ ,  $\pm 500\text{mV}$ ,  $\pm 1\text{V}$ ,  $\pm 5\text{V}$  ou  $\pm 10\text{V}$ . Ou faixa de amperagem de  $\pm 20\text{mA}$ .

Cada módulo 8017 foi ligado em cadeia a seguinte formando uma rede RS-485 até que o último se conecta ao conversor 8520. Esse é conectado a um computador através de uma saída Serial RS-232. Foi utilizado um cabo conversor Serial-USB. Os dados serão arquivados no computador com auxílio do software WinView CP32 – versão 5.0.1.79 - PKSFX® for Windows - Copyright © 1989-2002 PKWARE, Inc.

### 3.1.3.2. Transdutores de Pressão Diferencial

Para medir as pressões médias na seção transversal a montante e jusante da seção de teste, utilizaram-se dois anéis piezométricos com quatro tomadas de pressão interligadas e uma saída cada. A saída do anel à montante deve ser conectada a entrada positiva do transdutor de pressão diferencial. E a saída do anel à jusante conectada a entrada negativa do transdutor.

Para estabelecer as condições psicrométricas do ar na entrada da seção, uma tomada de pressão foi ligada a entrada positiva do segundo transdutor e a entrada negativa foi deixada em aberto. Assim tem-se a diferença entre a pressão na entrada e a pressão atmosférica local.

Os transdutores são marca TA Hydronics ([www.tahydronics.com/pt-br](http://www.tahydronics.com/pt-br)) modelo TA-e207, com escala de 0 a 1"CA (0 a 249,1Pa) e 0 a 2"CA (0 a 498,2Pa), com incerteza de  $\pm 1\%$ . Propiciam uma saída linear de 0 a 10Vcc. O fabricante alega que vêm calibrados. Não foi possível aferi-los, pois o Laboratório de Metrologia Dinâmica no momento não tem como aferir escalas tão baixas de pressões.

O ventilador centrífugo possui uma placa de orifício na sua entrada e o fluxo de massa de ar admitido também foi calculado pela seguinte equação:

$$Q = 0,034 * \sqrt{h} \quad (31)$$

Onde  $h$  é altura de coluna de água e  $Q$  é a vazão mássica em  $m^3/s$ .

Para calcular a velocidade  $U$  em  $m/s$ , que atravessa o painel, utilizou-se a seguinte fórmula:

$$U = \frac{Q}{A_{ST}} \quad (32)$$

Onde  $A_{ST}$  é a área transversal ao escoamento.

Para a vazão máxima do ventilador,  $0,24 m^3/s$  teremos uma velocidade nos dutos de teste de  $2,7 m/s$ . Essa velocidade foi confirmada através da medição direta com o uso do anemômetro de fio quente.

### 3.1.3.3. Higrômetros

Foram utilizados dois higrômetros para leitura de umidade relativa antes e depois da seção teste. São da marca KIMO ([www.kimo.fr](http://www.kimo.fr)) modelo TH100 e possuem saída de sinal em miliamperes. Possuem erro de  $\pm 0,05\%$  e têm faixa de leitura de 0 a 100% HR e -20 a 80°C.

### 3.1.3.4. Anemômetro

Um anemômetro de fio quente marca KIMO modelo CTV100 foi posicionado a montante da seção para leitura de velocidade do escoamento. Possui erro de  $\pm 0,05m/s$  e tem faixa de leitura de 0 a 30m/s e 0 a 50°C.

Tabela 1- Instrumentos

Instrumento	Modelo	Faixa de Leitura	Imprecisão	Faixa de saída
-------------	--------	------------------	------------	----------------

Termo-Higrômetro	TH100-AOD	0 – 100% (-20 a 80°C)	±0,05%	4 – 20mA
Anemômetro	CTV100-AOD300	0 – 30m/s (0 a 50°C)	±0,05m/s	4 – 20mA
Transdutor Pressão	E207	0 – 1”CA (249,1Pa) 0 – 2”CA (498,2Pa)	±1%	0 – 10V
Termopar	Tipo T	-60 a 370 °C	±1%	-5,333 a 19,027 mV

### 3.2. TESTES

- Foram realizados várias capturas de dados baseadas em dois tipos de testes.
- Teste 1, com as placas na vertical.
- Teste 2, com as placas na horizontal.

### 3.3. PROCEDIMENTO

Antes de iniciar o teste é necessário calcular o comprimento característico do painel. Através de amostragem pode-se calcular o comprimento característico através da relação entre a área de contato (ou área molhada) por volume de painel exposto ao escoamento.

O fabricante Deflor Bioengenharia ([www.deflor.com.br](http://www.deflor.com.br)) fornece uma granometria para a manta seca de 300g/m<sup>2</sup>.

Considerou-se a espessura média da manta igual a 5mm, ou 0,005m. A área maior de cada placa exposta ao escoamento é 0,26x0,30cm, ou 0,078m<sup>2</sup>. Logo o volume de cada painel é de 3,9\*10E-4 m<sup>3</sup>. O painel confeccionado possui 9 placas planas paralelas. Logo o volume total do painel é de 3,51\*10E-3m<sup>3</sup>.

Foram medidas as dimensões lineares de amostras do material e calculou-se sua área. Então pesou-se as amostras secas e depois umedecidas. As amostras ficaram imersas em água por 30 minutos para saturarem de água, depois escoou-se o excesso e pesou-se. Usou-se uma balança de precisão Belmark 220 com precisão de ±50mg.

Tabela 2 - Dados das amostras de manta de fibra

Item	Área (m <sup>2</sup> )	Voume (m <sup>3</sup> )	Peso seco(g)	Peso molhado(g)	Razão Pesos Molhado/Seco	Razão Área/Peso Molhado	A <sub>s</sub> (m <sup>2</sup> )
Amostra 1	0,01035	2,19*10E-5	1,458	3,422	2,347	3,0245	
Amostra 2	0,03837		5,405	11,959	2,213	3,2085	
Painéis	1,404	3,51*10E-3	421,2	960,3	2,28	3,1165	2,9928

Dividindo a área da amostra por seu peso molhado e multiplicando pelo peso do painel obtemos a área molhada.

Dividindo-se o volume de painel exposto ao escoamento pela área molhada obtém-se o comprimento característico  $l_e$ .

Tabela 3 - Dados do painel de fibra de côco

V (m <sup>3</sup> )	A <sub>s</sub> (m <sup>2</sup> )	l <sub>e</sub> (m)
3,51*10E-3	2,9928	0,001173

A seção de tetes tem área transversal de 0,9m<sup>2</sup> (300x300mm). A vazão de água foi mantida constante através da regulação por uma válvula no recalque da bomba. Foi regulada para o mínimo possível para evitar desperdício de água por arraste do escoamento, mas o suficiente para umedecer o painel.

O procedimento seguida para cada ensaio foi a seguinte:

- Posicionar o painel adequadamente na seção de testes;
- Completar o reservatório de água;
- Conectar os termopares, higrômetros e transdutores de pressão aos módulos de aquisição de dados. Criando arquivos para cada módulo e iniciando a aquisição;
- Ligar a bancada Cussons e seu ventilador. Regular a vazão pelo damper na saída do ventilador com o auxílio do anemômetro. Ligar resistências de aquecimento;
- Verificar as temperaturas e esperar pela estabilização das mesmas. Atentar para não ultrapassar os 45°C, pois o anemômetro de fio quente passa a medir erroneamente. Sua temperatura de trabalho limite é de 50°C;
- Ligar a bomba de água e verificar se a aspersão está uniforme, suficiente apenas para umidificar o painel por completo;
- Aguardar até a estabilidade das temperaturas, caracterizando o regime permanente;
- Gravar os arquivos com os dados de temperaturas, umidades relativas e pressões em pasta no computador;

Repetir os passos 4 a 8 para diferentes vazões. Caracterizando diferentes velocidades na seção de testes.

Para simular diferentes condições psicrométricas, volta-se ao passo 4, mas acionando-se as resistências e o sistema de refrigeração direta. Assim consegue-se atingir altas temperaturas e baixas umidades.

A pressão atmosférica local utilizada foi de 673mmHg (89725,95 Pa).

## 4. RESULTADOS

### 4.1. VISÃO GERAL

Os testes foram divididos em dois, o primeiro com as placas na vertical e o segundo na horizontal. Em cada teste tem-se:

- Velocidade aferida com anemômetro. Regulada a velocidade para o valor desejado procede-se para a captura dos dados e aguarda-se a estabilização das temperaturas caracterizando estado de regime permanente.
- Vazão, velocidade do ar e queda de pressão.
- Valores médios, variância e desvio padrão das temperaturas e da efetividade evaporativa.
- Propriedades do ar de todos os ensaios serão apresentadas em Anexo.
- Números Adimensionais.
- Coeficientes de transferência de calor e massa.
- Constantes características dos painéis comerciais.

#### 4.1.1. Aquisição de Dados

A seguir temos um gráfico típico de coleta de temperaturas. Este foi traçado com os valores coletados pelos termopares, em milivolts, convertidos para temperatura em graus Celsius por regressão linear dos valores tabelados na calibração.

As regiões escolhidas para análise são onde nota-se uma estabilidade nos valores, caracterizado assim o regime permanente.

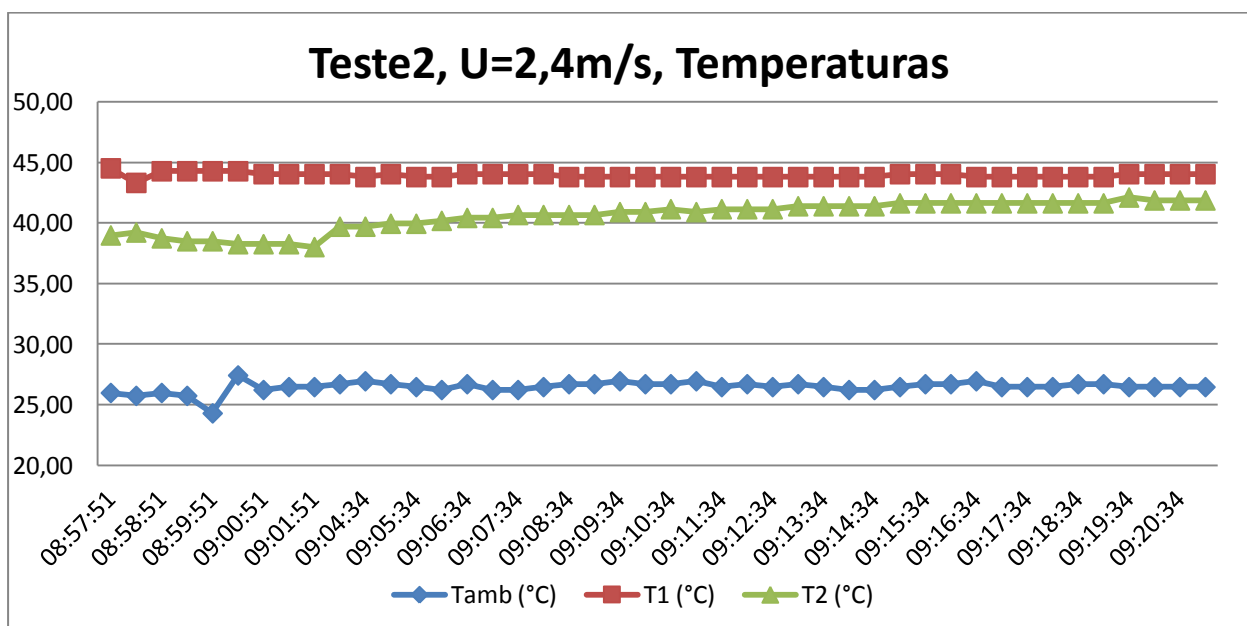


Figura 8- Gráfico típico de temperaturas.

#### 4.1.1.1. Vazão de ar

A vazão, e conseqüentemente a velocidade, na seção de testes pode ser ajustada através da abertura ou fechamento do damper na descarga do ventilador. O mecanismo de ajuste foi refeito e possibilitou ajustes suficientemente precisos na velocidade.

#### 4.1.2. Queda de Pressão versus Velocidade

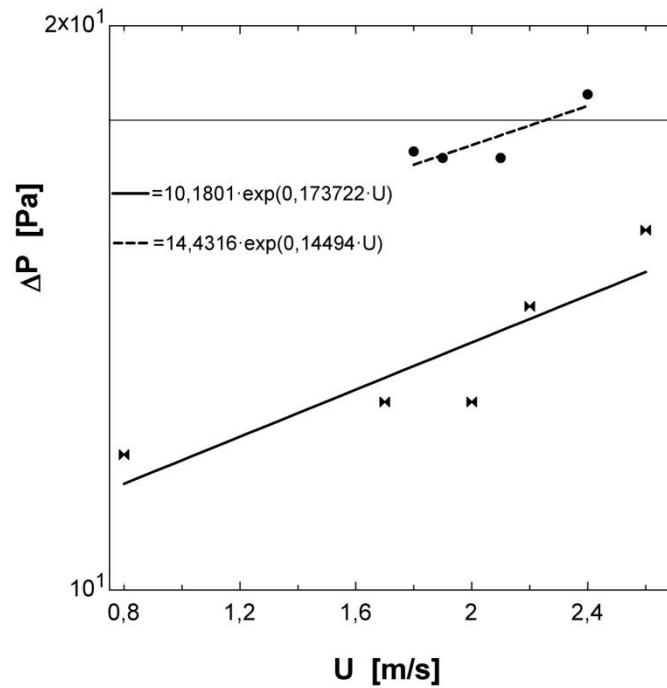


Figura 9- Perda de Carga vs Velocidade.

#### 4.1.3. Eficiência versus Velocidade

Podemos observar do gráfico abaixo que a eficiência decai com o aumento da velocidade.

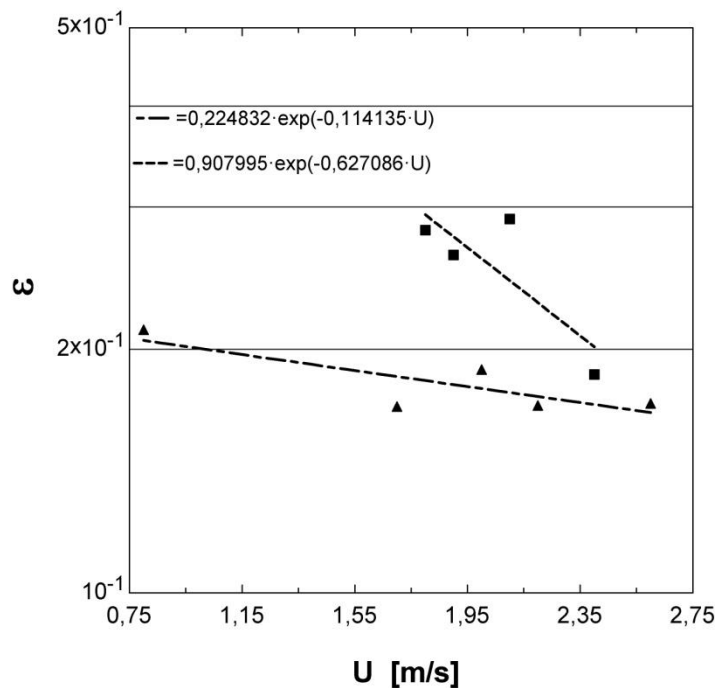


Figura 10- Eficiência vs Velocidade.



Os gráficos do fabricante MUNTERS revelam que quanto mais restritivo o ângulo de passagem para o escoamento, maior a eficiência do painel, em termos de saturação do ar. Porém isso reflete diretamente no custo do ventilador a ser utilizado. Os gráficos e figuras do fabricante MUNTERS para painéis Celdek encontram-se nos anexos.

#### 4.1.4. Simulação com programa EES

Abaixo temos uma simulação de obtenção dos coeficientes. Foi usado o código desenvolvido no programa EES. Os valores de entrada, para a temperatura de entrada, saída, bulbo úmido e perda de carga foram obtidos na bancada. Comparações utilizando a formulação proposta por Dowdy *et al* (1986 e 87) foram feitas para aferir a metodologia adotada e a rotina computacional. Nessa formulação são utilizados expoentes 0,8 para Reynolds e 0,333 para Prandtl. O código encontra-se no Anexo. Foram traçados gráficos com ajuste de curvas no programa EES. As equações de ajustes encontram-se em cada gráfico.

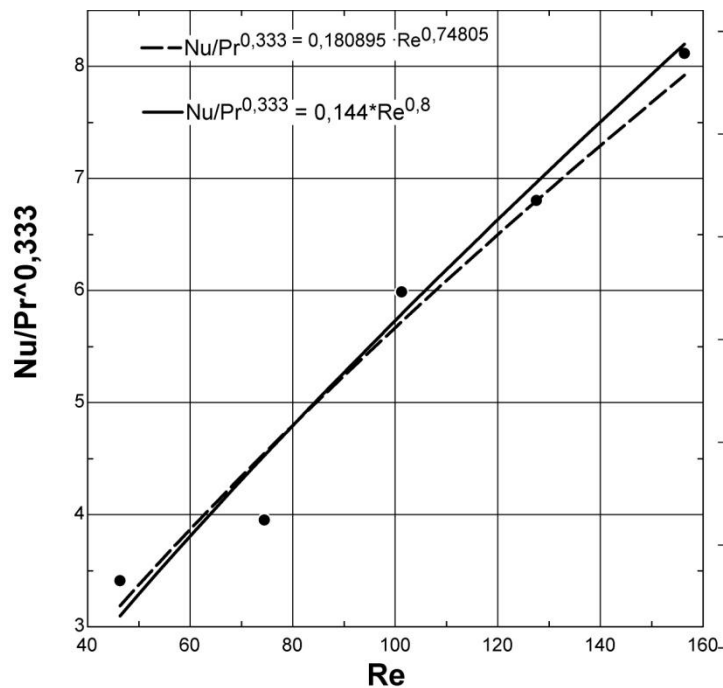


Figura 11-Gráfico Transf Calor Teste 1.

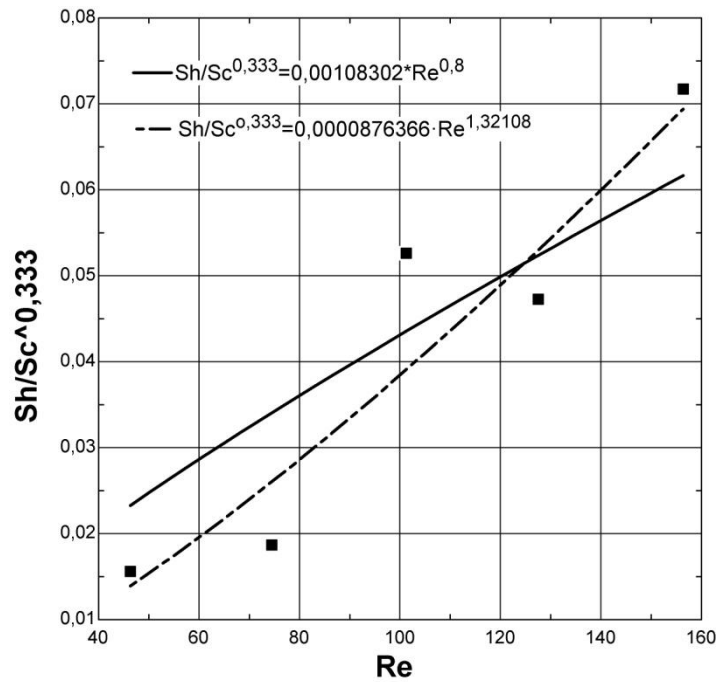


Figura 12-Gráfico Transf. Massa Teste 1.

Com o primeiro gráfico calculamos as constantes características para a transferência de calor,

Os gráficos foram traçados utilizando  $\frac{Nu}{Pr^{0,333}}$  e  $\frac{Sh}{Sc^{0,333}}$  como variáveis dependentes e Re como independente.

Do primeiro gráfico tiramos a constante  $C_1$ .

Do segundo gráfico tiramos a constantes características para a transferência de massa,  $C_2$ .

A seguir temos um quadro resumo com as soluções encontradas via tabela parametrizada no software EES.

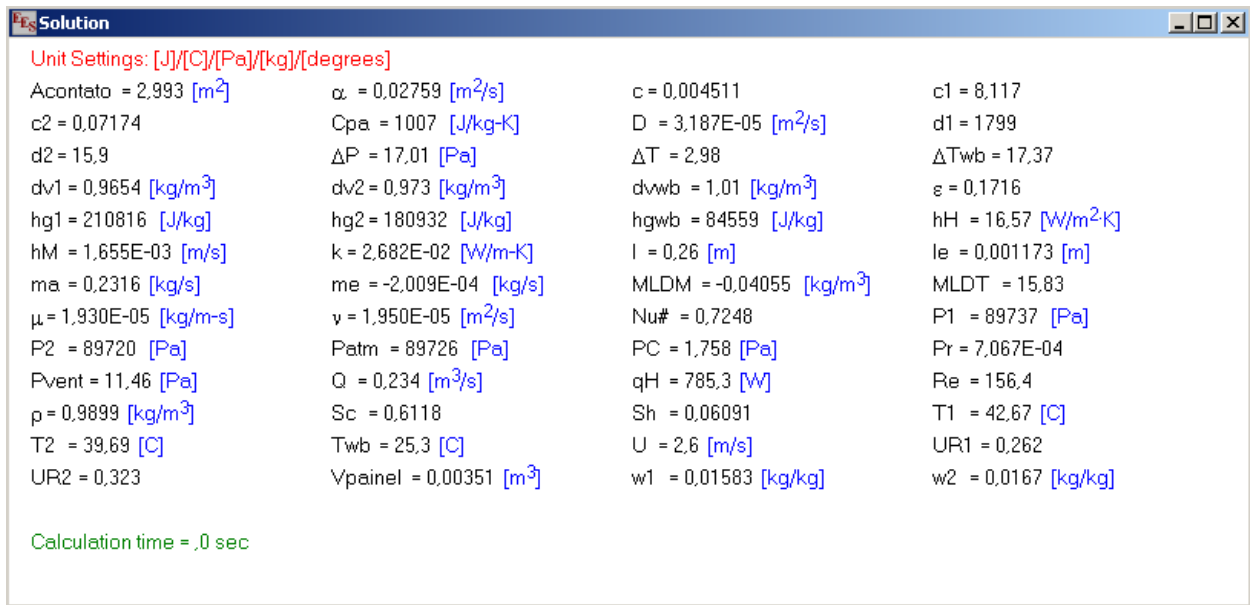


Figura 13- Quadro de Soluções, EES

## 4.2. DADOS

A seguir temos as tabelas com as grandezas físicas adquiridas na instrumentação fixa na bancada e pela aquisição digital de dados.

O primeiro teste foi feito com as placas posicionadas na posição vertical. Nos anexos tem-se uma foto da media evaporativa.

Tabela 4- Teste1 placas na vertical leitura dos TermoHigrômetros

U(m/s)	T <sub>1</sub> (°C)	HR <sub>1</sub> (%)	T <sub>2</sub> (°C)	HR <sub>2</sub> (%)	Notas
0,8	20,8	57,9	20,9	58,1	Sem midia
0,8	38,2	24,0	34,9	30,8	Heat x3
0,8	39,9	21,7	36,2	28,6	Heat x3
1,3	34,4	28,4	32,5	32,9	Heat x3
1,3	34,1	28,4	32,1	33,9	Heat x3
1,5	39,4	22,5	36,9	27,5	Heat x5
1,7	36,4	25,5	34,2	30,8	Heat x4
1,9	39,0	22,8	36,2	28,6	Heat x5
2,0	35,7	26,2	33,2	33,0	Heat x5
2,2	36,8	25,1	34,4	30,8	Heat x5
2,6	35,4	26,2	33,0	32,3	Heat x5

A seguir temos uma tabela típica de coleta de dados digitalizados pelo sistema de aquisição de dados. É possível inserir equações de ajuste diretamente no software, mas optou-se por deixar os dados no formato bruto e processá-los com softwares EES e Excell.

Tabela 5- Aquisição típica de dados

Time	M1.Ch.1	M1.Ch.5	M1.Ch.6	Time	M3.Ch.0	M3.Ch.1	M3.Ch.2
08:35:59	0.663	0.081	0.046	08:35:59	1.37	2.29	2.05
08:36:29	0.658	0.081	0.046	08:36:29	1.36	2.29	2.04
08:36:59	0.658	0.081	0.046	08:36:59	1.35	2.28	2.05
08:37:29	0.658	0.081	0.046	08:37:29	1.36	2.27	2.05
08:37:59	0.658	0.081	0.046	08:37:59	1.35	2.28	2.05
08:38:29	0.658	0.081	0.046	08:38:29	1.36	2.28	2.06
08:38:59	0.658	0.081	0.046	08:38:59	1.36	2.28	2.04
08:39:29	0.653	0.081	0.046	08:39:29	1.36	2.28	2.05
08:39:59	0.653	0.081	0.046	08:39:59	1.34	2.28	2.06
08:40:29	0.653	0.081	0.046	08:40:29	1.35	2.29	2.07
08:40:59	0.653	0.081	0.046	08:40:59	1.36	2.29	2.06
08:41:29	0.653	0.081	0.046	08:41:29	1.35	2.28	2.06
08:41:59	0.649	0.081	0.046	08:41:59	1.34	2.28	2.07
08:42:29	0.649	0.081	0.046	08:42:29	1.35	2.29	2.06
08:42:59	0.649	0.081	0.046	08:42:59	1.34	2.28	2.07
08:43:29	0.649	0.076	0.046	08:43:29	1.35	2.28	2.06
08:43:59	0.649	0.076	0.046	08:43:59	1.34	2.28	2.04
08:44:29	0.649	0.076	0.046	08:44:29	1.35	2.28	2.02
08:44:59	0.649	0.069	0.046	08:44:59	1.35	2.28	2.01
08:45:29	0.649	0.069	0.046	08:45:29	1.35	2.28	2
08:45:59	0.649	0.069	0.046	08:45:59	1.36	2.29	2.01
08:46:29	0.649	0.069	0.046	08:46:29	1.36	2.28	1.99
08:46:59	0.649	0.069	0.046	08:46:59	1.39	2.28	2.01
08:47:29	0.641	0.069	0.046	08:47:29	1.35	2.28	2
08:47:59	0.641	0.069	0.046	08:47:59	1.34	2.28	2
08:48:29	0.641	0.069	0.046	08:48:29	1.34	2.27	2

Onde:

M1.ch1. = Módulo 1, canal 1, unidade ambiente (0 – 10V);

M1.ch5 = Módulo 1, canal 5, pressão diferencial entre 1 e 2 (0-10V);

M1.ch6 = Módulo 1, canal 6, pressão diferencial entre 1 e a Atmosférica (0-10V);

M3.ch0 = Módulo 3, canal 0, temperatura ambiente (mV);

M3.ch1 = Módulo 3, canal 1, temperatura em 1 (mV);

M3.ch2 = Módulo 3, canal 2, temperatura em 2 (mV).

Notou-se um excessivo arrasto de água e desperdício da mesma por descarga líquida na jusante quanto utilizada velocidade de 2,6m/s.

Tabela 6- Valores de Entrada Teste1

U (m/s)	Tamb (°C)	T1 (°C)	HR1(%)	T2 (°C)	HR2(%)	ΔP1-2(Pa)	ΔP1-atm(Pa)
0,80	28,01	49,72	24,00	45,41	30,80	12,21	0,50
1,70	26,83	44,49	25,50	41,40	30,80	13,20	6,23
2,00	26,61	44,38	26,20	41,00	33,00	13,20	8,72
2,20	25,71	45,19	25,10	42,03	30,80	15,20	8,72
2,60	25,93	42,67	26,20	39,69	32,30	17,01	11,46

•

O segundo teste foi efetuado com o posicionamento horizontal das placas de manta de fibra.

Tabela 7- Teste 2 placas na horizontal leitura TermoHigrômetros

U(m/s)	T <sub>1</sub> (°C)	HR <sub>1</sub> (%)	T <sub>2</sub> (°C)	HR <sub>2</sub> (%)	Notas
1,8	39,4	22,8	34,0	34,2	Heat x3
1,8	40,5	21,7	33,7	36,1	Heat x5
1,9	29,8	35,6	25,9	52,1	Heat x3
1,9	38,0	24,0	32,7	37,5	Heat x5
2,1	39,2	22,7	32,2	39,5	Heat x5
2,4	37,6	24,0	30,0	48,8	Heat x5
2,4	36,3	25,7	30,1	42,2	Heat x5, Pump
2,4	36,3	26,2	33,0	34,2	Heat x5, Pump
2,4	36,6	25,7	34,3	31,4	Heat x5, Pump

Tabela 8- Valores de Entrada Teste 2

U (m/s)	Tamb (°C)	T1 (°C)	HR1(%)	T2 (°C)	HR2(%)	ΔP1-2(Pa)	ΔP1-atm(Pa)
1,80	26,77	49,15	22,25	43,27	35,15	19,11	11,46
1,90	26,51	39,07	29,8	35,10	44,80	18,93	11,46
2,10	26,84	46,39	22,70	40,64	39,50	18,93	14,45
2,40	26,46	43,94	25,40	40,58	39,15	20,79	15,11

### 4.3. GRÁFICOS E CONSTANTES OBTIDAS

A seguir temos os gráficos e constantes obtidos com os dados coletados na bancada e calculados com a rotina computacional no EES. Onde Re é o número de Reynolds calculado utilizando-se o comprimento característico  $l_c$ .

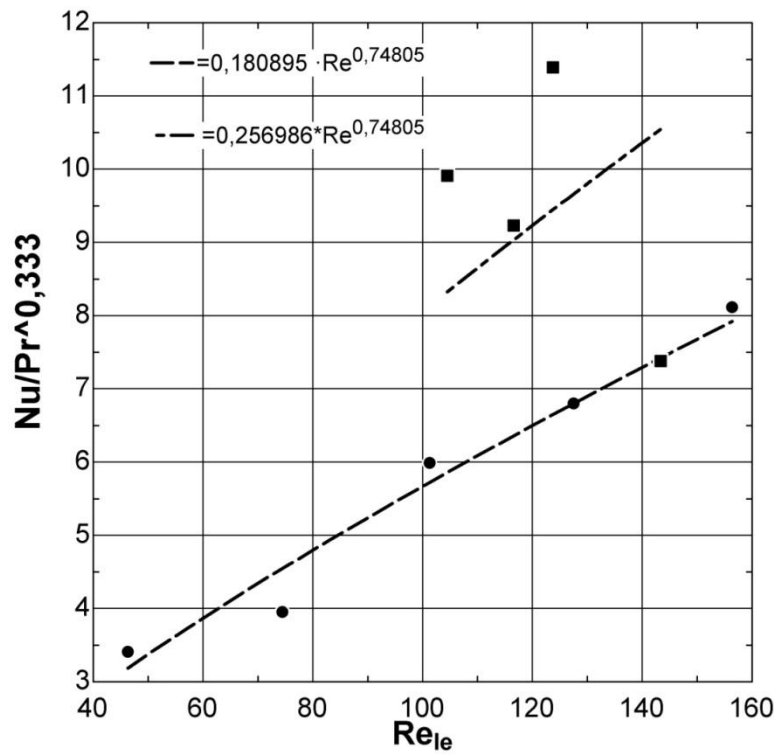


Figura 14- Constantes de Transf. Calor.

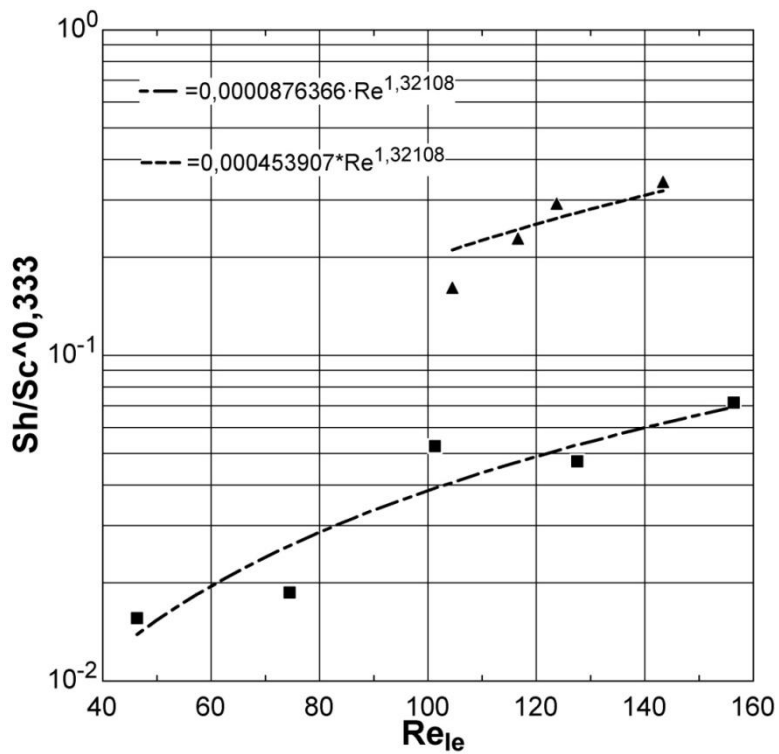


Figura 15- Constantes de Transf. Massa.

Troca de Calor:

$$Nu = C_1 \cdot Re^{m_1} Pr^{1/3}$$

$$Nu = (h_H \cdot Lc) / k,$$

Troca de Massa:

$$Sh = C_2 \cdot Re^{m_2} \cdot Sc^{1/3}$$

$$Sh = (h_M \cdot Lc) / D,$$

- A seguir temos uma tabela com as constantes obtidas.

Tabela 8- Constantes Obtidas

	C <sub>1</sub>	m <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	m <sub>2</sub>
Teste 1	0,180895	0,74805	0,876366*10E-4	1,32108
Teste 2	0,256986	0,74805	4,53907*10E-4	1,32108

## 5. CONCLUSÃO

A bancada experimental é capaz de fornecer dados suficientemente confiáveis para determinação dos coeficientes de transferência de calor e massa entre painéis evaporativos diretos.

A rotina computacional elaborada no software EES mostrou-se eficiente para os cálculos dos coeficientes, constantes e expoentes das equações propostas no modelo. Porém é necessário mais manipulação algébrica para chegar a solução no formato proposto por Dowdy *et al*, com expoentes específicos para a constante de correlação ( $le/l$ ).

A obtenção de resultados mais precisos dependerá de procedimentos mais elaborados para coleta e análise dos dados. E da confecção e teste de mais painéis.

Concluiu-se também que os coeficientes de transferência de calor e massa tendem a atingir um valor constante a certa velocidade do escoamento do ar que atravessa os painéis. E que para cada tipo de painel existe uma espessura máxima ideal, a partir da qual a perda de carga é demasiada em relação ao ganho em troca de calor. Além da perda de água por arraste.

A umidade relativa é outra variável importante para projetos de condicionamento do ar utilizando-se sistemas de resfriamento evaporativo. Para os climas quente e seco essa tecnologia é bastante eficiente, tanto economicamente, quanto na melhoria da qualidade do ar insuflado. A capacidade de variar essa propriedade para testes, através da bancada Cussons, é um diferencial frente aos trabalhos usados como referência.

### 5.1. SUGESTÕES

Em virtude da grande variedade de materiais com potenciais para fornecer um bom desempenho e eficiência como painel alternativo muitos testes ainda deverão ser realizados. Uma aquisição de dados mais completa com mais um módulo para captura de dados no formato de corrente. Visto que obtém-se dados em 3 faixas de valores diferentes.

Confeccionar bordos de ataque o mais fino possíveis para as placas paralelas.

Uma revisão completa na bancada Cussons forneceria resultados ainda mais precisos e confiáveis.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AL-SULAIMAN, F. "Evaluation of the Performance of Local Fibers in Evaporative Cooling". Department of Mechanical Engineering. Arábia Saudita. 2001.
- BELLORIO, M.; PIMENTA, J.M.D., Análise Teórica da Influência do Condicionamento do Ar por Resfriamento Evaporativo sobre o Desempenho de Ciclos de Turbina a Gás. VIII Congresso Ibero Americano de Aire Acondicionado, Calefacción y Refrigeración – CIAR. Brasília – DF. 2005.
- BOM, G.J.; FOSTER, R.; DIJKSTRA, E.; TUMMERS, M. "Evaporative Air-Conditioning: Applications for Environmentally Friendly Cooling". World Bank technical paper no. 421. Energy Series. 1998.
- CAMARGO, J.R.; EBINUMA, C.D. "A Mathematical Model for Direct and Indirect Evaporative Cooling Air Conditioning Systems". IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas – ENCIT. CIT 02-0855. Caxambu – MG, Brasil. 2002.
- DANIEL, P.B. Avaliação Experimental de Painéis Evaporativos Comerciais e Alternativos. In: Projeto de Graduação. Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica. Brasília - DF. 2006.
- DOWDY, J.A.; REID, R.L.; HANDY, E.T. "Experimental Determination of Heat and Mass Transfer Coefficients in Aspen Pads". ASHRAE Transactions, Journal Vol. 92, Part 2A, pg 60-70. 1986.
- DOWDY, J.A.; KARABASH, N.S. "Experimental Determination of Heat and Mass Transfer Coefficients in Rigid Impregnated Cellulose Evaporative Media". ASHRAE Transactions, Journal Vol. 93, Part 2, pg 382-395. 1987.
- FEUSTEL, H.; ALMEIDA, A.; BLUMSTEIN, C. "Alternatives to Compressor Cooling in Residences". Energy and Buildings no. 18, pg 259-286. 1992.
- FILHO, U.B. Resfriamento Evaporativo Direto e Indireto para Conforto Ambiental na Região Centro-Oeste. In: Projeto de Graduação. Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica. Brasília - DF. 1997.
- FOSTER, R. E. "Evaporative Air-conditioning Contributions to Reducing Greenhouse Gas Emissions and Global Warming". Southwest Technology Development Institute – New Mexico State University, U.S.A. 1998.
- FREITAS, E.F. Construção de uma Bancada Otimizada para Estudo de Painéis Evaporativos e Ensaios de Painéis de Fibras Vegetais. In: Projeto de Graduação. Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica. Brasília - DF. 2007.
- GUIMARÃES, E.T. "A New Approach to Turbine Inlet Air Cooling". Turbine Inlet Cooling System. July, 2000.
- JOUDI, K.A.; MEHDI, S.M. "Application of Indirect Evaporative Cooling to Variable Domestic Cooling Load". Energy Conversion & Management, Vol. 41, pg 1931-1951. 2000.
- INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; BERGMAN, T.L.; LAVINE, A.S. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. 6ª Ed. Rio de Janeiro - RJ. Editora LTC. 2008.
- LIAO, C.M.; CHIU, K.H. "Wind Tunnel Modeling the System Performance of Alternative Evaporative Cooling Pads in Taiwan Region". Building and Environment, Vol. 37. pg 177-187. Elsevier Science Ltd. 2002.
- LUCAS, E.M.; RANDALL, J.M.; MENESES, J.F. "Potential for Evaporative Cooling During Heat Stress Periods in Pig Production in Portugal (Alentejo)". Departamento de Engenharia Rural, Universidade de Évora, Apartado – Portugal. 2000.
- MACLAINE-CROSS, I.L.; BANKS, P.J. "A General Theory of Wet Surface Heat Exchangers and its Application to Regenerative Evaporative Cooling". Journal of Heat Transfer, Vol. 103, pg 579-285. 1981.
- PIMENTA, J.M.D; CASTRO, W.P. Modelagem e Simulação de Painéis Evaporativos Diretos. X Congresso Brasileiro de Ciências e Engenharia Térmicas - ENCIT, Rio de Janeiro - RJ, Brasil. 2004.
- STOECKER, W.F.; JONES, JW. Refrigeração e Ar Condicionado. São Paulo, McGraw-Hill, 1985.



- SUMATHY, K.; DAI, Y.J. “Theoretical Study on a Cross-flow Direct Evaporative Cooler using Honeycomb Paper as Packing Material”. Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pg 1417-1430. 2002.
- THEPA, S.; KIRTIKARA, K.; HIRUNLABH, J.; KHEDARI, J. “Improving Indoor Conditions of a Thai-style Mushroom House by means of an Evaporative Cooler and Continuous Ventilation”. Renewable Energy, Vol. 17, pg 359-369. 1999.
- TINÔCO, I.F.F.; RESENDE, P.L. Produção de frango de corte em alta densidade. Manual CPT – Centro de Produções Técnicas. 1997.
- TINÔCO, I.F.F.; FIGUEIREDO, J.L.A.; SANTOS, R.C.; SILVA, J.N.; PAULA, M.O.; PUGLIESI, N.L.; VIGODERIS, R.B.; CORDEIRO, M.B. “Comparison of the Cooling Effect of Different Materials used in Evaporative Pads in Agribuilding”. Campinas-SP. 2001.
- VIGODERIS, R.B. Desenvolvimento de um Protótipo para Resfriamento Adiabático Evaporativo em Instalações Climatizadas para Animais usando Argila Expandida. Universidade Federal de Viçosa – MG. 2002.
- VILELA, F.S.V. Avaliação Experimental de Painéis Evaporativos Comerciais e Alternativos. In: Projeto de Graduação. Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica. Brasília – DF. 2011.
- WATT, J.R. “Nationwide Evaporative Cooling is Here!”. ASHRAE Transactions, Journal Vol. 93, Part 1, pg 1237-1251. 1987.
- WHITAKER, J. H. “Agriculture Buildings and Structure”. 2 ed. Heston, Virginia: Heston Publishing Company. U.S.A. 1979.
- WIERSMA, F.; SHORT, T.A. “Evaporative Cooling in Ventilation of Agricultural Structures”. Hellickson, M.A.; Walker, J.N. ASAE. 1983.

## 7. ANEXOS

Tabela 9- Calibração Termopares tipo T

T (°C)	type T (mV)	m3.ch0(mV)	m3.ch1(mV)	m3.ch2(mV)	diferença (mV)
20,00	0,789	1,07	1,07	1,07	0,281
25,00	0,992	1,28	1,29	1,29	0,298
30,00	1,196	1,49	1,5	1,5	0,304
35,00	1,403	1,69	1,7	1,7	0,297
40,00	1,611	1,91	1,91	1,91	0,299
45,10	1,822	2,11	2,11	2,11	0,288
50,10	2,035	2,32	2,32	2,32	0,285

- Usou-se regressão por polinômio de primeira ordem.

$T=a_0+a_1 \cdot T_1$	Valor	Erro padrão
a0	-6,145779	0,2609442
a1	24,22021	0,1491315

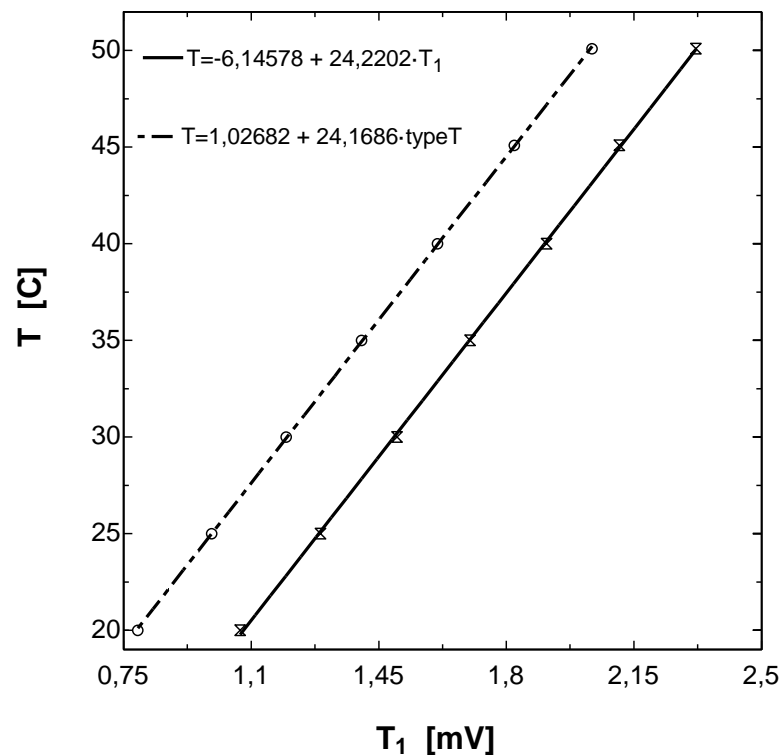


Figura 16- Gráfico calibração termopares

Voltagens referência para Termopar type T retiradas da tabela IV, The OMEGA 1979 TemperatureMeasurement Handbook, pg A-12, OMEGA Engineering Inc.

-



Figura 17-Bancada CUSSONS no início



Figura 18-Tunel de testes no início



Figura 19-Foto de catálogo de uma bancada P5698 original.



Figura 20-Aquisição de dados



Figura 21- Foto painel vertical



Figura 22- Condicionador de escoamento

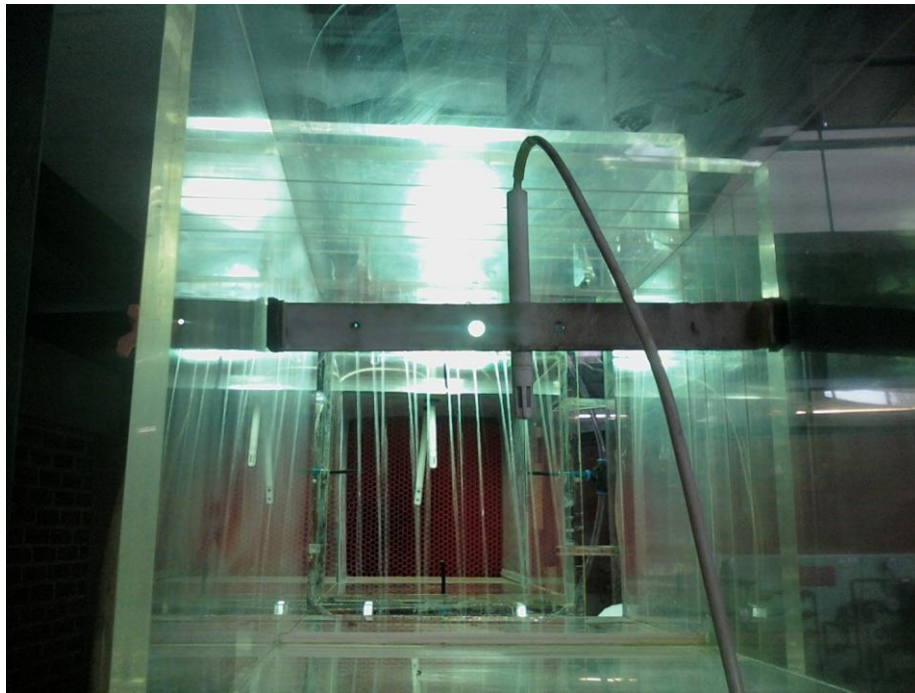


Figura 23.-Túnel de Testes Vista Posterior após modificações.

Abaixo temos gráficos do fabricante Munters para painéis do tipo CELdek (Cellulose Evaporative Cooling Media), modelo 7060-15, com ângulo de passagem do ar de 15° e 45° para a passagem da água, e para o modelo 5090-15, com ângulos de 30° e 60°, respectivamente. Esses gráficos exemplificam o modelo de gráficos a traçar com dados colhidos na bancada.

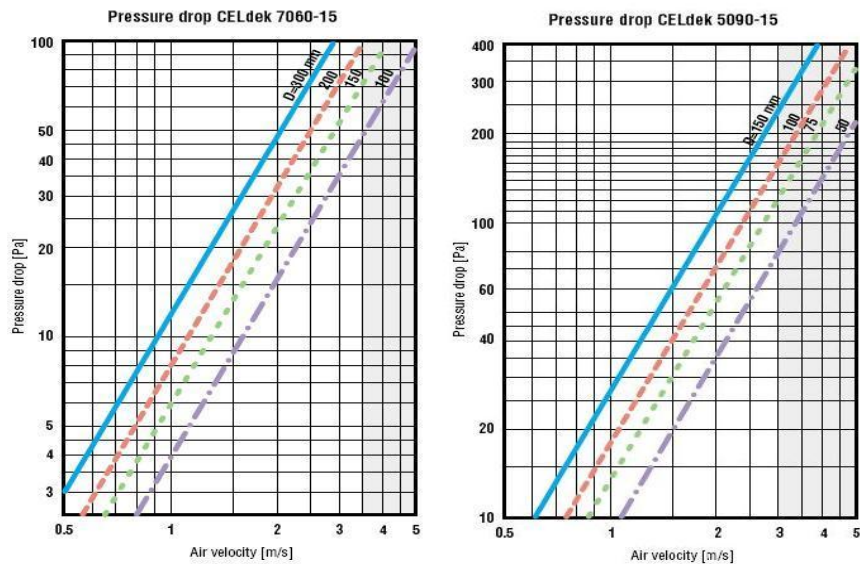


Figura 24- Perda de Carga vs Velocidade do escoamento, paineis CELdek.

A Figura acima mostra o aumento da queda de pressão com o aumento da velocidade do escoamento. Percebe-se que o tipo de formatação do painel faz com que a perda de carga seja maior, crescendo com o aumento do ângulo de passagem do escoamento. Porém, um ângulo de passagem do escoamento mais restritivo possibilita uma eficiência maior.

•

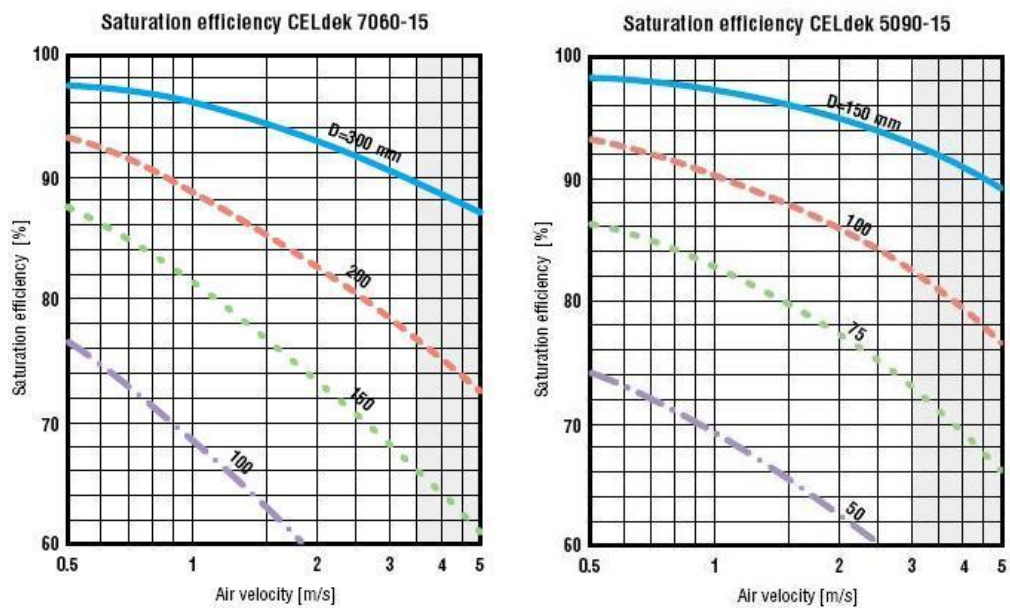


Figura 25- Eficiência vs Velocidade do escoamento, painéis CELdek.

Por outro lado, caso a espessura do painel seja um fator restritivo, a maior eficiência por espessura deve ser considerada.

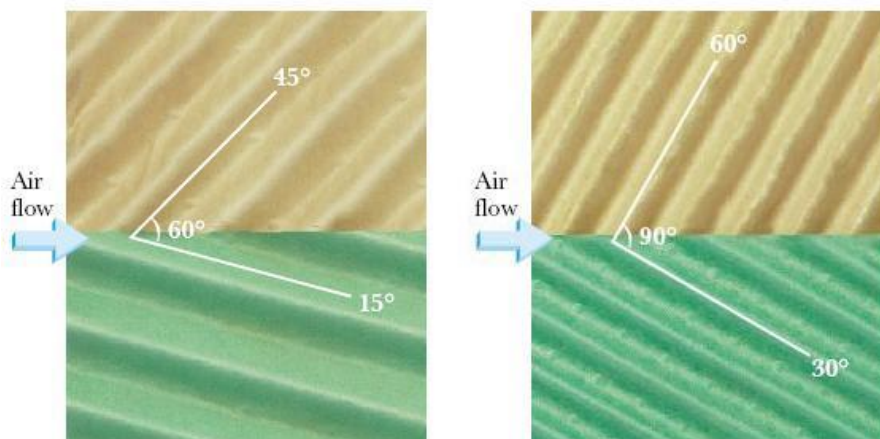


Figura 26. Ângulos dos painéis CELdek, 7060-15 e 5090-15, respectivamente.

A seguir temos a rotina computacional desenvolvida no software EES.

*Rotina escrita por Bruno Bezerra Winge em jun 2012*

\*\*\*\*\**Dados*\*\*\*\*\*

Patm [Pa] = 89726 -->Pressão atmosférica local

P1 [Pa] = Patm [Pa] + Pvent [Pa] -->Pressão de entrada

l [m] = 0,26 -->Comprimento do painel

Vpainel [m<sup>3</sup>] = 0,00351 -->Volume de painel

Acontato [m<sup>2</sup>] = 2,9928 -->Área de contato efetiva no V<sub>painel</sub>

le [m] =  $\frac{V_{\text{painel}} [\text{m}^3]}{A_{\text{contato}} [\text{m}^2]}$  -->Comprimento característico

c =  $\frac{le [\text{m}]}{l [\text{m}]}$  -->Constante característica

Q [m<sup>3</sup>/s] = 0,09 · U [m/s] --> Vazão de Ar

ΔT = T1 [C] – T2 [C] -->Queda de temperatura no painel

P2 [Pa] = P1 [Pa] – ΔP [Pa] -->Perda de Carga no painel

ΔT<sub>wb</sub> = T1 [C] – T<sub>wb</sub> [C] -->Diferencial de temperatura T1 e T<sub>wb</sub>

\*\*\*\*\**Propriedades do ar*\*\*\*\*\*

\*\*\*\*\**Propriedades do ar*\*\*\*\*\*

==>>Entrada<<==

ma [kg/s] = ρ [kg/m<sup>3</sup>] · Q [m<sup>3</sup>/s] --> Vazão mássica de ar seco

T<sub>wb</sub> [C] = WB ('AirH2O'; T=T1 [C]; P=P1 [Pa]; R=UR1) -->Temperatura de bulbo úmido

w1 [kg/kg] = ω ('AirH2O'; T=T1 [C]; P=P1 [Pa]; R=UR1) -->Umidade absoluta da entrada

ε =  $\frac{\Delta T}{\Delta T_{wb}}$  -->Efetividade evaporativa

μ [kg/m-s] = Visc ('Air'; T=T1 [C]) --> Viscosidade do ar seco a temperatura de entrada

ρ [kg/m<sup>3</sup>] = ρ ('Air'; T=T1 [C]; P=P1 [Pa]) --> Densidade do ar seco na entrada

ν [m<sup>2</sup>/s] =  $\frac{\mu [\text{kg/m-s}]}{\rho [\text{kg/m}^3]}$  -->Viscosidade cinemática do ar seco na temperatura de entrada

C<sub>pa</sub> [J/kg-K] = Cp ('Air'; T=T1 [C]) --> Calor específico à pressão constante do ar seco

k [W/m-K] = k ('Air'; T=T1 [C]) --> Condutividade térmica do ar seco

hg1 [J/kg] = h ('AirH2O'; T=T1 [C]; P=P1 [Pa]; R=1) --> Entalpia do vapor d'água saturado na entrada

dv1 [kg/m<sup>3</sup>] = ρ ('AirH2O'; T=T1 [C]; P=P1 [Pa]; w=w1 [kg/kg]) -->Densidade do ar na entrada

D [m<sup>2</sup>/s] = 1,87 · 10<sup>-10</sup> ·  $\frac{\text{ConvertTemp} (\text{C}; \text{K}; \text{T1} [\text{C}])^{2,072}}{\frac{\text{P1} [\text{Pa}]}{101325}}$

-->Coeficiente de difusão na entrada do painel (Marrero e Mason) para 280 K < T < 450 K



==>>Saída<<==

$$w2 \text{ [kg/kg]} = \omega ('AirH2O'; T=T2 \text{ [C]}; P=P2 \text{ [Pa]}; R=R2) \text{ -->Umidade absoluta na saída}$$

$$hg2 \text{ [J/kg]} = h ('AirH2O'; T=T2 \text{ [C]}; P=P2 \text{ [Pa]}; R=R2) \text{ -->Entalpia do vapor d'água saturado na saída}$$

$$hgwb \text{ [J/kg]} = h ('AirH2O'; T=Twb \text{ [C]}; P=P1 \text{ [Pa]}; R=R1) \text{ -->Entalpia do vapor d'água saturado a temp. de bulbo úmido}$$

$$dv2 \text{ [kg/m}^3\text{]} = \rho ('AirH2O'; T=T2 \text{ [C]}; P=P2 \text{ [Pa]}; w=w2 \text{ [kg/kg]}) \text{ -->Densidade do vapor d'água na saída}$$

$$dwbw \text{ [kg/m}^3\text{]} = \rho ('AirH2O'; T=Twb \text{ [C]}; P=P1 \text{ [Pa]}; R=R1) \text{ -->Densidade do vapor d'água saturado a temp. d bulbo úmido}$$

$$MLDT = \frac{T2 \text{ [C]} - T1 \text{ [C]}}{\ln \left[ \frac{T2 \text{ [C]} - Twb \text{ [C]}}{T1 \text{ [C]} - Twb \text{ [C]}} \right]} \text{ -->Média Logaritmica das Diferenças de Temperaturas}$$

$$MLDM \text{ [kg/m}^3\text{]} = \frac{dv2 \text{ [kg/m}^3\text{]} - dv1 \text{ [kg/m}^3\text{]}}{\ln \left[ \frac{dv2 \text{ [kg/m}^3\text{]} - dwb \text{ [kg/m}^3\text{]}}{dv1 \text{ [kg/m}^3\text{]} - dwb \text{ [kg/m}^3\text{]}} \right]}$$

-->Média Logaritmica das Diferenças de Massa específica do vapor de água presente no ar

$$qH \text{ [W]} = ma \text{ [kg/s]} \cdot Cpa \text{ [J/kg-K]} \cdot (T1 \text{ [C]} - T2 \text{ [C]}) + ma \text{ [kg/s]} \cdot (w1 \text{ [kg/kg]} \cdot (hg1 \text{ [J/kg]} - hgwb \text{ [J/kg]}) - w2 \text{ [kg/kg]} \cdot (hg2 \text{ [J/kg]} - hgwb \text{ [J/kg]}))$$

-->Taxa de transferência de calor

$$me \text{ [kg/s]} = ma \text{ [kg/s]} \cdot (w1 \text{ [kg/kg]} - w2 \text{ [kg/kg]}) \text{ -->Taxa de evaporação da água no painel}$$

$$hH \text{ [W/m}^2\text{-K]} = \frac{qH \text{ [W]}}{Acontato \text{ [m}^2\text{]}} \cdot \frac{1}{MLDT} \text{ -->Coeficiente de transferência de calor}$$

$$hM \text{ [m/s]} = \frac{me \text{ [kg/s]}}{Acontato \text{ [m}^2\text{]}} \cdot \frac{1}{MLDM \text{ [kg/m}^3\text{]}} \text{ -->Coeficiente de transferência de massa}$$

\*\*\*\*\* Números adimensionais \*\*\*\*\*

$$\alpha \text{ [m}^2\text{/s]} = \frac{1000 \cdot k \text{ [W/m-K]}}{dv1 \text{ [kg/m}^3\text{]} \cdot Cpa \text{ [J/kg-K]}} \text{ -->Difusividade térmica a temp. de entrada}$$

$$Re = U \text{ [m/s]} \cdot \frac{le \text{ [m]}}{\nu \text{ [m}^2\text{/s]}} \text{ -->Número de Reynolds}$$

$$Pr = \frac{\nu \text{ [m}^2\text{/s]}}{\alpha \text{ [m}^2\text{/s]}} \text{ -->Número de Prandtl}$$

$$Sc = \frac{\nu \text{ [m}^2\text{/s]}}{D \text{ [m}^2\text{/s]}} \text{ -->Número de Schmidt}$$

$$Nu\# = hH \text{ [W/m}^2\text{-K]} \cdot \frac{le \text{ [m]}}{k \text{ [W/m-K]}} \text{ -->Número de Nusselt}$$

$$Sh = hM \text{ [m/s]} \cdot \frac{le \text{ [m]}}{D \text{ [m}^2\text{/s]}} \text{ -->Número de Sherwood}$$

$$c1 = \frac{Nu\#}{Pr^{0,333}}$$

$$c2 = \frac{Sh}{Sc^{0,333}}$$

$$d1 = \frac{Nu\#}{c \cdot Pr^{0,333}}$$

$$d2 = \frac{Sh}{c \cdot Sc^{0,333}}$$